MECHANIK

MIESIĘCZNIK TECHNICZNY

WYDAWANY POD EGIDĄ

CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO

I

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

ROK XXI

Poprzez podniesienie kultury zawodowej – do potężnej i wielkiej Polski!

SIMP

WARSZAWA 1948

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP

DRUKARNIA Nr 2
SPÓŁDZIELNI WYDAWNICZEJ
»CZYTELNIK«
WARSZAWA
MARSZAŁKOWSKA 3/5
B—63894

SPIS RZECZY

A. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIAŁÓW

IV. DZIAŁ NORMALIZACYJNY.

V. DZIAŁ ODLEWNICZY.

a) Artykuły główne.

b) Różne.

VI. DZIAŁ SAMOCHODOWY.

a) Od Redakcji

b) Artykuły główne.

VII. GOSPODARKA NARODOWA

VIII. MŁODY MECHANIK.

IX. POMYSŁY I WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE.

Calikowski Roman mechanik precyzyjny. „Uproszczony sposób nacinania ślimacznic" 494.

Chmielewski Heliodor inż.-mech. „Pomiary zbieżności stożków wewnętrznych" 109.

— „Usuwanie tłustych plam" 538.

Gwiazdowski Władysław inż.-mech. „Toczenie stożków o dużej zbieżności" 369.

Kunstetter Stanisław inż.-mech. „Jak wykonywa się otwory do doprowadzenia chłodziwa w wiertłach krętych" 369.

Obalski Jan inż.-mech. „Pomiar poziomu cieczy w zbiornikach wysokiego ciśnienia" 493 — 494.

Ochęduszko Kazimierz inż.-mech. „Przyrząd do kreskowania" 537.

Obtułowicz J. „Oprawka wielonożowa do obróbki otworów na tokarce" 109.

Podmiotko Filip „Uwagi o prostowaniu prętów stalowych i blach" 418 — 420.

Tymieniecki Antoni inż.-mech. „Wymiana doświadczeń na łamach prasy technicznej" 368.

Viola Gerard „Czujnikowy przyrząd pomiarowy" 287 - 288.

Wiśniewski Franciszek mistrz. frez. „Przyrząd do toczenia powierzchni kulistych wypukłych i wklęsłych" 288.

„W sprawie pomiaru zbieżności stożków" 286.

X. BIBLIOGRAFIA.

a) Książki nadesłane.

Alselrod Z. M. „Czasowyje mechanizmy. Teoria, rasczot i projektirowanje" *J. O.* 540.

Bołchowitinow N. F. prof. dr „Metałowiedienje i termiczeskaja obrabotka" *P. K.* 539.

Davies H. J. „Precision Workshop Methods". *A. M.* 112.

Egiejman Bolesław inż. „Termodynamika techniczna" *J. K.* 374.

Geller J. A., Babajew W. S. „Instrumientalnaja stal" *P. K.* 539.

Grudzień K. inż. „Jak należy przygotować samochód na śnieg i mróz" *A. M.* 501.

— „Samochodowe defekty w drodze i doraźne ich naprawy" *A. M.* 501.

— „Samochodowe przepisy drogowe" *A. M.* 501.

Grum-Grzimajło S. W. „Osnowy wzaimozamieniajemosti w maszinostrojenii" *J. O.* 540.

Huber M. T. prof. dr inż. „Teoria sprężystości" *A. T. T.* 421.

Jagielski Aleksy dr „Temperatury i termometry". *mgr Z. Gajewski* 541.

Korniłow J. G., Piweń W. D. „Osnowy teorii awtomaticzeskowo regulirowanja w priłożenii k tiepłosiłowym ustanowkam" *J. O.* 540.

Kustow B. J., Wsielubskij S. B. „Pribory tiepłowowa kontrola" *J. O.* 540.

Kwietniewski Jerzy „Poradnik technika maszynowego" *J. K.* 499.

Lassociński Zygmunt inż. „Zarys technologii metali nieżelaznych" *inż.-mech. Roman Sypniewski* 291.

Lesochin A. F. „Dopuski i techniczeskije izmierenja" *J. O.* 540.

Masłow D. P. „Mechaniczeskaja obrabotka dietalej" *W. G.* 539.

Maliszewski Tadeusz inż. „Fundamenty produkcji" Tom IX „Przyrządy i uchwyty" *P. W.* 498 — 499.

Moszyński Wacław prof. dr inż. „Pasowania w budowie maszyn na tle Międzynarodowego Układu Tolerancyj Średnic" *W. S.* 421 — 422.

Nowikow M. P., Siwaj A. W., Troszew A. I. „Montaż awiaczionnych dwigatielej — montażnyje prisposoblenja" *W. G.* 539.

Nusselt Wilhelm prof. dr inż. „Termodynamika techniczna" *J. K.* 373 — 374.

Obrębski Jan inż. „Wyrób narzędzi do obróbki metali i drewna" *T. O.* 541.

Pelerman J. „Matematyka na wesoło" *H. Chm.* 423.

Piekarski M. D., Lerner A. S., Klimow W. J., Smirnow L. N. „Mietałorežuszcze instrumienty. Sprawocznik konstruktora" *W. G.* 539.

Plaskura W. inż. i *Weine St. inż.* „Instalacje wodociągowe i gazowe" część I *inż. Jan Mieszkowski* 291 — 292

— „Instalacje wodociągowe i gazowe" część III *inż. Jan Mieszkowski* 374.

Popow S. G. „Izmierenje wozdusznych potokow" *J. O.* 540.

Sosiński R. inż. „Podstawy elektrotechniki dla liceów zawodowych", *inż. St. Wyporek* 541.

Słowikowski Stanisław inż. „Praktyczny wykład trygonometrii płaskiej dla liceów zawodowych" *J. O.* 500.

Steinberg S. S. prof. „Osnowy termiczeskoj obrabotki stali" *P. K.* 539.

Sypniewski Roman inż.-mech. „Zarys wiadomości o metalach i stopach przemysłowych" *inż. T. Pełczyński* 113 — 114.

Szawłowski Kazimierz prof. inż. „Silniki spalinowe na stałych fundamentach i okrętowe" *J. K.* 373.

Szlezinger G. „Kaczestwo powierchnosti" *J. O.* 540.

Tittenbrun Bogusław inż. „Maszyny elektryczne" Cz. I *inż. S. W.* 500.

Tołczenow T. W. „Techniczeskoje normirowanje stanoczych i slerarnosboroczych rabot" *W. G.* 539.

Toporkow N. K. „Mechanizacja lekalnych rabot" *J. O.* 540.

Tretter Jan „Kalkulacja Przemysłowa" *inż. M. Kraiński* 500.

Trzcieniecki Janusz dr „Skrót ustawodawstwa pracy" *inż. M. Kraiński* 542.

„Vade mecum spawacza" *Z. D.* 542.

Wakalski Marian inż. „Organizacja i urządzenie wypożyczalni narzędzi" *J. Wojeński* 499.

— „Skrawanie narzędziami ze stopów spiekanych" *W. G.* 498.

Wolff J. H. Sc. D. i *E. R. Phelps, Ph. D.* „Practical Shop Mathematics" *S. S.* 113.

Wostruknutow N. G. „Elektriczeskije szczotcziki i ich eksploatacja" *J. O.* 540.

Zagreckij P. P. „Tokar lekalszczik" *J. O.* 540.

XI. PRZEGLĄD CZASOPISM.

XII. RZECZY CIEKAWE

XIII. KRONIKA.

XIV. WIADOMOŚCI SIMP

XV. KOMUNIKATY INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

B. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIEDZIN WIEDZY

BEZPIECZEŃSTWO I HIGIENA PRACY

EKONOMICZNE ZAGADNIENIA

ELEMENTY MASZYN

FIZYKA

HISTORIA TECHNIKI

MECHANIKA

MATEMATYKA

MATERIAŁOZNAWSTWO

METROLOGIA TECHNICZNA

NARZĘDZIA SKRAWAJĄCE

NORMALIZACJA

OBRABIARKI I WYPOSAŻENIE OBRABIAREK

OBRÓBKA CIEPLNA METALI

OBRÓBKA METALI SKRAWANIEM

ODLEWNICTWO

POMIARY WARSZTATOWE

RACHUNKI WARSZTATOWE

RYSUNKI TECHNICZNE

SAMOCHODOWNICTWO

SŁOWNICTWO TECHNICZNE

SZKOLNICTWO

TECHNOLOGIA SPECJALNA

AUTORZY I SPRAWOZDAWCY SYGNUJĄ:

H. Ch. — Heliodor Chmielewski inż. mech.
Z. D. — Zygmunt Dobrowolski inż.-mech.
T. D. — Tadeusz Dobrzański.
K. G. — Kazimierz Gierdziejewski prof. inż.
W. G. — Władysław Gwiazdowski inż.-mech.
P. K. — Paweł Kosieradzki inż.-mech.
J. K. — Jan Kunstetter prof. inż.
S. K. — Stanisław Kunstetter inż.-mech.
A. M. — Adam Minchejmer inż.-mech.
J. O. — Jan Obalski inż.-mech.
K. O. — Kazimierz Ochęduszko inż.-mech.
S. S. — Stanisław Szulc inż.-mech.
W. S. — Witold Szymanowski prof. inż.
A. T. T. — Adam Tadeusz Troskolański inż.-mech.

SKOROWIDZ RZECZOWY

A

B

C

D

U

V

W

Z

Ż

ROK XXI STYCZEŃ — MARZEC 1948 ZESZYT 1 — 3

MECHANIK

MIESIĘCZNIK TECHNICZNY

WYDAWANY POD EGIDĄ CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO I STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, ULICA DYGASIŃSKIEGO 34. ADMINISTRACJA: WARSZAWA, ULICA MICKIEWICZA 18

Z NOWYM ROKIEM!

Nowy Rok, drugi w Trzyletnim Planie Odbudowy Gospodarczej Państwa, rozpoczynamy pod znakiem normalizacji i stabilizacji naszych stosunków gospodarczych. W ciągu dwu lat ubiegłych zabliźniliśmy wiele ran zadanych naszemu krajowi przez wojnę, odbudowaliśmy wiele zakładów wytwórczych, zapoczątkowaliśmy szereg nowych dziedzin produkcji, zwiększyliśmy natężenie produkcji dóbr codziennego użytku, usprawniliśmy komunikację i rozdział towarów pomiędzy najszersze warstwy społeczne. Osiągnięcia te zawdzięczamy planowości działania, podporządkowaniu głównych dziedzin gospodarstwa narodowego kilkunastu ośrodkom dyspozycyjnym oraz wyjątkowej żywotności i inteligencji Narodu Polskiego, który w krótkim przeciągu czasu potrafił przystosować swą działalność gospodarczą do zmienionych warunków politycznych i ustrojowych.

Formy organizacyjne polskiego gospodarstwa narodowego, zostały już skrystalizowane; należy je obecnie wypełnić treścią żywą, polegającą na codziennej, usilnej pracy całego społeczeństwa, opromienionej zapałem i wiarą we własne siły.

Działalność naszą we wszystkich dziedzinach powinniśmy oprzeć na następujących zasadach:

1) systematyczności i wytrwałości w dążeniu do ustalonego celu,

2) sumiennym wypełnieniu przyjętych na siebie obowiązków,

3) poszanowaniu własnego i cudzego czasu,

4) poszanowania mienia, które stanowi dorobek i własność całego Narodu.

Wskazania te wynikają z zasady, tkwiącej u podstaw ustroju demokratycznego i polegającej na równowadze pomiędzy obowiązkami jednostki względem Narodu i Państwa, a dobrodziejstwami płynącymi z życia w społeczności ludzkiej, oraz na poczuciu odpowiedzialności zbiorowej za losy Państwa, które stanowi najdoskonalszą formę życia zbiorowego Narodu!

REDAKCJA

ZAGADNIENIE POMIARÓW A ROZWÓJ PRZEMYSŁU

Chcąc szybko ocenić poziom zakładu przemysłowego i jakość jego wyrobów, wystarczy zbadać jak w tym zakładzie rozwiązano zagadnienie mierzenia. Od prawidłowych metod pomiaru, rodzaju stosowanych narzędzi mierniczych, ich stanu i obsługi zależy bowiem, czy produkt tego zakładu będzie posiadał określone przez odbiorcę właściwości, czy też będą one wynikiem przypadkowych i niekontrolowanych czynników.

Prawidłowe mierzenie umożliwia produkcję szybką i tanią, jest warunkiem stosowania zamienności, przeciwdziała marnotrawstwu materiałów, energii i czasu, pozwala całkowicie wykorzystywać zdolności produkcyjne maszyn i narzędzi.

Niestety jednak wiele naszych zakładów wytwórczych, zwłaszcza mniejszych, nie stoi pod względem metrologicznym na należytym poziomie. Kierownictwo niejednokrotnie opiera się na źle zrozumianej oszczędności, a robotnik czuje niechęć do miary, uważając, że może ją zastąpić wprawnym okiem lub prymitywnym narzędziem. Dobre to było w czasach, gdy nie operowano większą dokładnością niż 1 mm, a odbiór polegał jedynie na ocenie subjektywnej. Obecnie jednak, każdy biorący udział w produkcji musi sobie uświadomić rolę mierzenia i dostosować się do postępu w tej dziedzinie.

Postęp ten ujawnia się w kilku kierunkach.

1. Mierzeniu podlega coraz większa *liczba wielkości fizycznych;* obok wielkości podstawowych: długości, kąta, czasu, objętości i masy, mierzymy dziś w przemyśle: szybkość, natężenie przepływu, gęstość, przyśpieszenie, siłę, pracę, moc, ciśnienie, naprężenie, temperaturę i inne wielkości cieplne, wciąż rosnącą liczbę różnych wielkości elektrycznych, fotometrycznych, akustycznych wreszcie mnóstwo wielkości charakteryzujących stan materii jak twardość, lepkość, napięcie powierzchniowe... W związku z tym rośnie bezustannie liczba różnorodnych narzędzi mierniczych.

2. Stale wzrasta wymagana *dokładność pomiarów;* np. przy pomiarze długości, granice dokładności, które wynosiły nie tak dawno 0,1 mm dziś zaostrzyły się dla przeciętnego warsztatu do 0,01 mm, a w narzędniowni nawet do 1 μ. Przy pomiarach najwyższej dokładności osiąga się setne części μ. Odpowiednio niskie są granice błędów przy pomiarach innych wielkości i nie są to jedynie buzużyteczne rekordy, lecz wynikają z istotnych potrzeb przemysłu i techniki. Jedną z przyczyn, dla których tak wysoka dokładność jest niezbędna, jest to, że każde narzędzie miernicze musi być sprawdzone przez inne, od niego dokładniejsze, zaś to z kolei przez jeszcze dokładniejsze itd. Przy rosnącej dokładności powiększają się trudności i koszty związane z pomiarem, musimy bowiem uwzględniać czynniki, które przy mniejszej dokładności są bez znaczenia, stosować narzędzia miernicze o bardziej złożonej konstrukcji itd.

3. Rośnie *obszar zmienności* wielkości mierzonych i to zarówno jego górna jak i dolna granica; np. przy pomiarach objętości obszar ten wynosi od części mm^3 do setek tysięcy m^3; oczywiście wzrost tego obszaru pociąga za sobą dalsze różniczkowanie stosowanych narzędzi mierniczych i metod pomiaru.

4. Dawniej stosowane metody pomiarów należały naogół do metod bezpośrednich: wielkość mierzona była porównywana wprost ze znaną wielkością tego samego rodzaju np. długość pręta, ograniczona dwiema kreskami, z odległością odpowiednich dwóch kres na przymiarze; obecnie coraz częściej są stosowane *metody pośrednie:* mierzy się bezpośrednio nie tę wielkość, o której wyznaczenie chodzi, lecz nawet zupełnie inne wielkości związane z wielkością szukaną zależnościami, ustalonymi teoretycznie lub doświadczalnie. Nieraz metoda bezpośrednia jest w ogóle niemożliwa do zastosowania, niekiedy znów metoda pośrednia pozwala na osiągnięcie większej dokładności. Przykłady: pomiary długości za pomocą pomiaru wielkości elektrycznych lub ciśnienia powietrza, pomiar temperatury drogą pomiaru oporów lub napięć elektrycznych i td.

5. Wzrasta *szybkość* wykonywania pomiarów, co ma szczególne znaczenie przy seryjnej i masowej produkcji; przy tym konstrukcja narzędzi mierniczych musi uwzględnić, aby szybsze mierzenie nie wpływało ujemnie na niezawodność wyników pomiarów.

6. Szczególne wymagania stawiają *pomiary wielkości szybkozmiennych* co zachodzi np. przy indykowaniu silników szybkobieżnych, przy pomiarach wysokiej częstości drgań lub silnie wahających się temperatur; w tych wypadkach znalazły szerokie zastosowanie urządzenia, nie wykazujące prawie bezwładności, oparte na zjawiskach elektronowych.

7. W coraz większym zakresie następuje *automatyzacja mierzenia:* udział czynnika ludzkiego w mierzeniu staje się coraz bardziej ograniczony, sprowadzając się niejednokrotnie tylko do odczytania wskazań, a nieraz nawet i to jest zbędne (np. maszyny automatyczne do sprawdzania łusek karabinowych); eliminuje się przez to błędy osobowe pomiaru i zwiększa jego szybkość. Stosuje się różnego rodzaju przyrządy samozapisujące, ułatwiające kontrolę.

Do tej samej dziedziny udoskonaleń należy silnie rozpowszechniająca się w wielu gałęziach przemysłu *automatyczna regulacja,* któ-

rej zasadą jest utrzymywanie wielkości mierzonej w wyznaczonych granicach.

8. Ważnym zagadnieniem, które ma szczególne znaczenie w większych zakładach przemysłowych, jest *przenoszenie wyników pomiarów na odległość,* co umożliwia skupienie kontroli produkcji w jednym miejscu i ułatwia harmonizację współpracy poszczególnych działów.

Rozmaitość metod pomiarów i narzędzi mierniczych, jak również różne możliwości ich zastosowań sprawiają, że zagadnienie mierzenia nie jest obecnie tak proste, jak było kilkadziesiąt lat temu. Z różnorodnych narzędzi należy wybrać najodpowiedniejsze do danego celu i umiejętnie je zastosować. Ogólne wytyczne, które użytkownik narzędzia mierniczego powinien stosować przy jego doborze, można streścić jak następuje.

Podobnie jak planujemy obróbkę, musimy też *planować mierzenie.* Należy ustalić co właściwie mamy mierzyć, czy mierzenie to jest istotnie niezbędne, a jeżeli tak, to jaka musi być jego *dokładność.* Jest niezmiernie ważne, aby stosować właściwą, *rzeczywiście niezbędną* dokładność, uzasadnioną np. rodzajem pasowania lub ustalonymi warunkami odbiorczymi. Trzeba pamiętać, że powyżej pewnej granicy, koszt narzędzia mierniczego, a więc i pomiaru, wzrasta bardzo szybko ze wzrostem dokładności. W wielu wypadkach (szczególnie gdy ma się do czynienia z funduszami publicznymi) można zauważyć tendencję do stosowania przesadnej dokładności i związanej z tym skomplikowanej aparatury, podczas gdy wystarcza pomiar prostymi środkami, które ma się do dyspozycji. Jeżeli projektowany kosztowny przyrząd ma być stosowany sporadycznie, to często zamiast niego opłaca się wykonać dodatkowe urządzenie do posiadanych innych przyrządów (np. dla zwiększenia obszaru mierniczego).

Stosownie do ustalonej dokładności i innych swoistych cech danego pomiaru (np. obszaru zmienności wielkości mierzonej, niezbędnej liczby pomiarów na godzinę, warunków otoczenia) należy obrać metodę pomiaru, a następnie właściwe dla tej metody narzędzia miernicze. Przy tym należy też uwzględnić własności tych narzędzi opisane w pracy p. t. „Podstawowe pojęcia metrologii" [1]), do których należy: przekładnia wskazania (znana pod nazwą „czułości"), rozbieżność wskazań, nieczułość, obszar mierniczy, obszar regulacji i in.

Następna zasada polega na *stosowaniu wyłącznie narzędzi mierniczych sprawdzonych.* Dotyczy to przede wszystkim narzędzi pochodzących z różnych przygodnych źródeł, co obecnie jest na porządku dziennym. Obowiązkiem każdego użytkownika jest zaznajomienie się przed rozpoczęciem pomiarów ze świadectwem sprawdzenia, które zasadniczo powinna dostarczyć wytwórnia wraz z narzędziem. Większe zakłady, posiadające odpowiednio zorganizowany dział pomiarowy, powinny we własnym zakresie sprawdzać narzędzia użytkowe za pomocą specjalnie do tego przeznaczonych narzędzi normalnych (np. sprawdziany za pomocą płytek wzorcowych, te zaś za pomocą interferencji). W każdym razie najwyższej dokładności narzędzia miernicze każdego zakładu powinny być sprawdzone w *Głównym Urzędzie Miar,* naczelnej instytucji metrologicznej w Polsce, którego podstawowe wzorce są okresowo porównywane z wzorcami Międzynarodowego Biura Miar w Sèvres. W ten sposób osiąga się gwarancję, że własności produktu danego zakładu będą jednakowo oceniane na całym świecie.

Zrealizowana tą drogą zasada *jedności miar* jest nieodzownym warunkiem wszelkiej normalizacji w przemyśle i technice, umożliwia nowoczesną produkcję, opartą na współpracy poszczególnych zakładów, pozwala na zdrową wymianę dóbr, zwłaszcza w stosunkach międzynarodowych.

Korzyści, wynikające z tej jedności miar, były już myślą przewodnią twórców systemu metrycznego; myśl tę wyrażało zdanie, które miało być wyryte na medalu pamiątkowym z okazji złożenia w Archiwum Francji prototypów metra i kilograma w r. 1799:

„Po wszystkie czasy, dla wszystkich narodów".

1) Polska Encyklopedia Mechaniki, odbitka z Czasopisma „Mechanik", r. 1946.

ZESZYT METROLOGICZNY CZASOPISMA „MECHANIK"

W ręce Wasze oddajemy potrójny zeszyt, poświęcony zagadnieniom metrologii technicznej.

Zeszyt ten, opracowany pod redakcją *inż.-mech. Jana Obalskiego,* ma za zadanie zwrócenie uwagi czytelników „Mechanika" na ważność zagadnienia pomiarów w praktyce technicznej oraz zaznajomienie z najnowszymi zdobyczami w tej dziedzinie.

Na decyzję wydania niniejszego zeszytu w zwiększonej objętości złożyło się szereg czynników; przede wszystkim zaś chęć wydania zeszytu, zawierającego artykuły z dziedziny metrologii, tworzące pewną zamkniętą w sobie całość.

Ponieważ zeszyt niniejszy posiada niezmniejszoną, potrójną objętość redakcyjną, przypuszczamy, iż decyzję naszą powitają czytelnicy z zadowoleniem,

REDAKCJA

Inż.-mech. *ALEKSANDER TOMASZEWSKI*

PŁYTKI WZORCOWE I ICH DOKŁADNOŚĆ

Wiadomości ogólne

W 1789 roku *Eli Whitney* rzucił myśl produkcji jednakowych części broni ręcznej, wzajemnie wymiennych. Myśl ta zapoczątkowała masową produkcję.

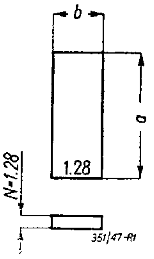
Jednak początkowo wymienność części, zwłaszcza wykonywanych przez różne fabryki, napotykała na poważne trudności, powodowane głównie brakiem wspólnych wzorców dla dokładnych pomiarów.

Dopiero około 1911 roku *Karol Edward Johansson* wprowadził dla przemysłu *wzorce końcowe* w postaci płytek prostopadłościennych, w których odległości dwóch przeciwległych płaszczyzn, dokładnie obrobionych i równoległych względem siebie, odtwarzały z dużą dokładnością założone wymiary. Wzorce te zostały nazwane *płytkami wzorcowymi*.

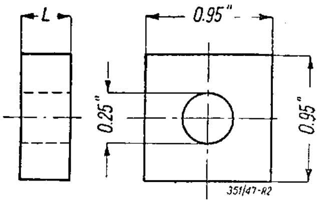
Dokładność płytek wzorcowych, łatwość pomiaru przez bezpośrednie porównanie ich wymiarów z długością fal świetlnych oraz możność uzyskiwania dowolnego wymiaru przez składanie tych płytek w stosy, zdecydowały, że dzisiaj płytki wzorcowe są niezbędnym narzędziem pomiarowym w każdym niemal warsztacie mechanicznym.

Kształt płytek wzorcowych

Johansson nadał płytkom wzorcowym kształt prostopadłościanów (rys. 1). Kształt ten okazał się bardzo praktyczny i zachowano go w większości wypadków do obecnej chwili.



Rys. 1.



Rys. 2.

Normy PNW/mech — 20 przewidują następujące wymiary $a \times b$ prostokątnych płaszczyzn płytek wzorcowych:

dla wymiaru nominalnego N od 0,2 do 10,5 mm: $30_{-0,2} \times 9_{0,1}$ mm

dla wymiaru nominalnego N od 11 do 500 mm: $35_{0,2} \times 9_{-0,1}$ mm.

Amerykańska wytwórnia *Pratt & Whitney* produkuje odrębny rodzaj płytek wzorcowych, które są znane pod nazwą płytek wzorcowych *Hooke'a.* Płytki te posiadają kwadratowe powierzchnie robocze 0,95" $\times$ $\times$ 0,95", przy czym w środku każdej płytki, wzdłuż jej wymiaru roboczego L biegnie otwór o średnicy 0,25", jak to pokazuje rys. 2.

Otwór ten jest przeznaczony do przetykania pomocniczych trzpieni, które ułatwiają składanie płytek i zamocowywanie pomocniczych przyborów bez użycia zewnętrznych uchwytów zaciskowych.

Każda płytka wzorcowa posiada oznaczenie, które oprócz znaku wytwórni podaje również wymiar nominalny płytki. Zwykle dla płytek wzorcowych do 6 mm oznaczenia znajdują się na jednej z ich powierzchni roboczych (rys. 1), powyżej 6 mm na jednej z ich szerszych powierzchni bocznych.

Dokładność płytek wzorcowych

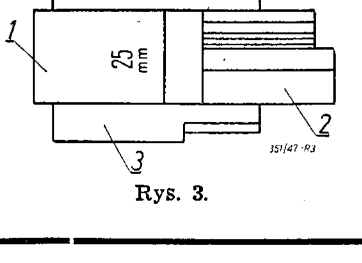
Dokładność wykonania płytek wzorcowych jest bardzo wysoka. Np. dla płytek *Johanssona* do 20 mm klasy A dokładność ta jest zawarta w granicach $\pm$ 0,08 μ. Tak wysoka dokładność na pierwszy rzut oka może się wydać niepotrzebna, ma ona jednak wielkie znaczenie praktyczne.

Przypuśćmy bowiem, że pokazana na rys. 3 płytka wzorcowa *1* o wymiarze nominalnym 25 mm posiadałaby odchyłkę + 0,4 μ od tego wymiaru. Złóżmy teraz stos np. z siedmiu płytek na ten sam wymiar nominalny i niech ogólna odchyłka tego stosu wyniesie — 1,6 μ.

Różnica ok. 2 μ między stosem *2* i płytką *1* spowoduje wypadanie stosu, ujętego w parę szczęk 3, ustawionych za pomocą płytki *1*.

Różnica 2 μ będzie również dokładnie widoczna pod krawędzią wzorcarską, jeśli stos 2 i płytkę *1* ustawimy obok siebie na płycie podstawowej.

Błędy, dochodzące do tak wysokich wartości, jak to podano w przykładzie, ograniczyłyby znacznie zakres użycia płytek wzorcowych. Można je sprowadzić do wielkości niedostrzegalnych w normalnych warunkach pomiarowych tylko dzięki wysokiej dokładności pojedyńczych płytek wzorcowych. Dzięki tej dokładności możemy podanymi wyżej sposobami sprawdzać płytki wzorcowe przez



Rys. 3.

ich wzajemne porównanie np. co do ich stopnia zużycia.

W tolerowaniu płytek wzorcowych możemy rozróżnić zasadnicze dwa systemy: system szwedzki, wprowadzony przez *Johanssona* oraz system niemiecki, określony normami DIN 861.

Jako przykład dla systemu szwedzkiego możemy podać klasyczne tolerancje płytek wzorcowych *Johanssona klasy A*. Dopuszczalne odchyłki w μ od wymiaru nominalnego N w mm, jakie są przewidziane dla tych płytek, są oparte na następujących wzorach:

dla wymiaru N do 20 mm $w = \pm 0{,}08\ \mu$

dla wymiaru N od 20 do 40 mm $w = \pm (0{,}04\ \mu + 2 . 10^{-6} N)$

dla wymiaru N powyżej 40 mm $w = \pm 3 . 10^{-6} N$.

W podanych granicach płytki powinny zachować nie tylko swe wymiary, lecz również płaskość i równoległość swych powierzchni roboczych.

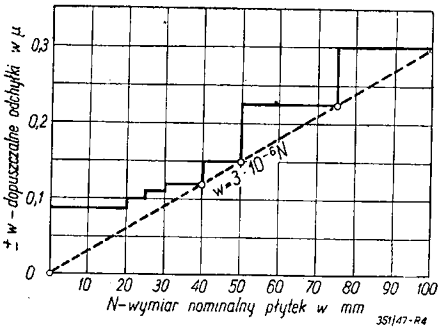
Rys. 4 przedstawia dopuszczalne odchyłki dla klasy *A* płytek wzorcowych *Johanssona*.

Z podanego przykładu widać, że szwedzki system tolerowania płytek wzorcowych opiera się zasadniczo na równaniu liniowym typu:

$$w = \pm M . 10^{-6} N \quad . \ . \ . \ . \ . \quad [1]$$

Wyrażenie $M . 10^{-6}$ nosi nazwę *współczynnika tolerancji*, a wartość jego zależy od klasy dokładności płytek.

Ze względów wykonawczych tolerancje płytek wzorcowych muszą wykazywać pewne odstępstwa od teoretycznego równania [1]. Jeśli ustalimy jakiś współczynnik tolerancji $M . 10^{-6}$ zupełnie osiągalny dla płytek o wymiarach np. powyżej 40 mm, to może on wyznaczać zbyt ciasne granice dla płytek o wymiarach mniejszych. Z tego względu dla płytek w klasach *AA* i *A* do 20 mm i w klasach *B* i *C* do 25 mm *Johansson* przyjął dopuszczalne odchyłki stałe, niezależne od nominalnego wymiaru *N*. Oprócz tego dla płytek do 40 mm dopuszczalne odchyłki *w* są również nieco większe od tych, jakie są wymagane przyjętymi równaniami typu [1]. Równania te nakazują zmianę tolerancji w sposób ciągły i proporcjonalny do wymiaru nominalnego *N*, co oznacza, że każdy wymiar płytki powinien posiadać inną tolerancję wykonania. Dla uproszczenia wytwórnia *Johanssona* dzieliła wymiary płytek na określone przedziały i dla każdego przedziału stosowała stałe tolerancje, wskutek czego dopuszczalne odchyłki wymiarowe *w* zmieniają się wraz z wymiarem *N* nie w sposób ciągły, lecz skokami, jak to pokazuje rys. 4. Jednak punkty przeskoku, poza omówionymi wyjątkami dla wymiarów poniżej 40 mm, są oparte na prostych, określonych równaniami typu [1]. Proste te przechodzą przez początek układu współrzędnych *N*, *w*.



Rys. 4.

Należy tu zaznaczyć, że współczesne tolerancje płytek wzorcowych *Johanssona* są jeszcze bardziej zbliżone do równania [1], niż omówione powyżej tolerancje klasyczne.

Niemieckie normy DIN 861 przewidują dwie oddzielne tolerancje: jedną dla wymiaru płytki wzorcowej, drugą dla płaskości i równoległości jej powierzchni roboczej. Tolerancje wymiaru podają dopuszczalne odchyłki *w* tak zwanego *wymiaru środkowego*, równego odległości środka jednej z powierzchni roboczych płytki od płyty podstawowej, do której jest przywarta druga powierzchnia robocza tej płytki. Dla kl. I płytek wzorcowych według norm DIN mamy:

$$w = \pm (0{,}2\ \mu + 5 . 10^{-6} N) \ .$$

Niemieckie tolerancje płytek wzorcowych są oparte na równaniach liniowych innego typu, niż równanie [1]. Równania te mają postać

$$w = \pm (A + B . 10^{-6} N) \quad . \ . \ . \ . \quad [2],$$

gdzie A i $B . 10^{-6}$ są współczynnikami tolerancji.

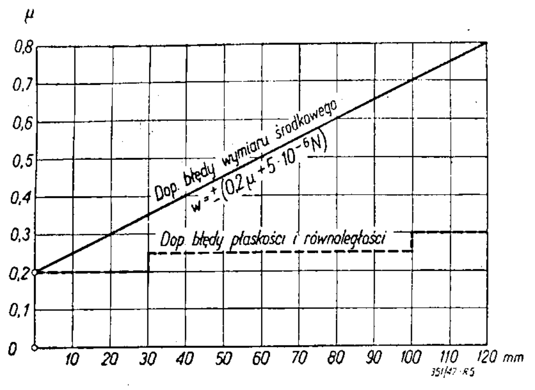
Oprócz tego podane są odrębne tolerancje, określające dopuszczalne odchyłki *p* dla płaskości i równoległości powierzchni roboczych płytek wzorcowych od ich wymiarów środkowych. Np. dla I klasy dokładności:

dla *N*		do 30 mm	$p = \pm 0{,}2\ \mu$
„ „	od	30 „ 100 „	„ $= \pm 0{,}25$ „
„ „	„	100 „ 300 „	„ $= \pm 0{,}30$ „
„ „	„	300 „ 500 „	„ $= \pm 0{,}40$ „
„ „	.	powyżej 500 mm	„ $= \pm 0{,}60$ „

Rys. 5 podaje wykres tolerancji dla I klasy płytek wzorcowych wg DIN 861.

Widzimy, że prosta tolerancji w systemie niemieckim nie przechodzi przez początek układu współrzędnych *N*, *w*. Ma to zasadnicze

znaczenie dla składania płytek wzorcowych w stosy.



Rys. 5.

Załóżmy, że posiadamy komplet płytek wzorcowych, których dopuszczalne odchyłki wymiarowe podlegają równaniu typu szwedzkiego [1]. Złóżmy stos z n tych płytek o nominalnych wymiarach N_1, N_2.... N_n. Płytki te mogą posiadać odchyłki, dochodzące do wartości w_1, w_2... w_n.

Zgodnie z równaniem [1] będzie:

$$w_1 = \pm M \,.\, 10^{-6}\, N_1$$

$$w_2 = \pm M \,.\, 10^{-6}\, N_2$$

. . . .

$$w_n = \pm M \,.\, 10^{-6}\, N_n$$

Ponieważ, co wyjaśnimy dalej, możemy pominąć grubość błonek, istniejących między powierzchniami złożonego stosu, zatem nominalny wymiar N stosu wyniesie:

$$N = N_1 + N_2 + \ldots + N_n$$

Całkowita odchyłka w_N rzeczywistego wymiaru stosu od jego wymiaru nominalnego może wynieść co najwyżej:

$$w_N = w_1 + w_2 \ldots + w_n = \pm M \,.\, 10^{-6} (N_1 + N_2 + \ldots N) = M \,.\, 10^{-6} N$$

Z tego wynika, że w zasadzie *odchyłka wymiaru stosu płytek jest taka sama, jak wymiarowa odchyłka pojedynczej płytki wzorcowej o tym samym nominalnym wymiarze N.* Jest to podstawowa cecha szwedzkiego tolerowania płytek wzorcowych.

Gdyby równanie [1] mogło być dokładnie spełnione, dobór płytek i ich liczba nie miałyby zupełnie wpływu na dokładność stosu. Ponieważ ze względów wykonawczych dla mniejszych wymiarów płytek tak nie jest, przeto w praktyce im stos składa się z mniejszej liczby płytek, tym istnieje większe prawdopobieństwo, że odchyłka jego nie przekracza tolerancji, przewidzianej dla jego wymiaru nominalnego.

Z rozważań tych widzimy, że płytki wzorcowe, stolerowane na sposób szwedzki, są nie tylko zbiorem wzorców o wysokiej dokładności indywidualnej; odpowiedni komplet tych płytek stanowi gruntownie przemyślany, całkowity układ wzorców, związanych ze sobą logicznie i tworzący wspólną całość w stopniu, jak na to tylko zezwalają trudności wykonawcze.

Załóżmy teraz, że komplet naszych płytek wzorcowych jest stolerowany według norm niemieckich DIN 861. Gdy przeprowadzimy podobne, jak wyżej obliczenie, to okaże się, że odchyłka stosu o nominalnym wymiarze N, złożonego z n płytek wzorcowych, może wynieść

$$w = \pm (n \,.\, A + B \,.\, 10^{-6} N),$$

podczas, gdy dopuszczalna odchyłka jednej płytki o wymiarze N wynosi tylko

$$w = \pm (A + B \,.\, 10^{-6} N) \,.$$

Komplet tak stolerowanych płytek zatem już z zasady tworzy tylko zbiór wzorców o wysokiej dokładności własnej. Z tego względu prawie wszystkie nowoczesne płytki (*Johansson, Zeiss, British Standard, Bureau of Standards*) są stolerowane według systemu szwedzkiego, przy czym daje się zauważyć coraz większa dążność do jak najpełniejszego zachowania równania [1].

Materiał i obróbka termiczna

Płytki wzorcowe są wykonywane z hartowanej na wskroś stali o współczynniku rozszerzalności liniowej $(11{,}5 \pm 1) . 10^{-6}$. Ich twardość po zahartowaniu wynosi od 62 do 65^0 H_{RC}.

Wielkie znaczenie dla trwałej dokładności płytek wzorcowych ma stabilizacja wymiarowa materiału. Wszelkie starania, aby nadać płytce wzorcowej odpowiednią dokładność przez obróbkę wykańczającą jej powierzchni roboczych jest daremna, jeśli materiał płytki nie posiada stabilizacji wewnętrznej.

Na stabilizację tę wpływają głównie dwa czynniki, a mianowicie: a) naprężenia wewnętrzne powstałe przy hartowaniu oraz b) przechodzenie kryształów z biegiem czasu z jednej fazy w inną.

Dawno już stosuje się odprężanie cieplne naturalne i sztuczne w celu usunięcia naprężeń wewnętrznych. Natomiast dopiero w ostatnich czasach znaleziono sposób zapobiegania zmianom budowy kryształów.

Te nowe metody stabilizacji stali polegają na osiągnięciu trzech zasadniczych założeń:

1) jednostajnego ogrzania i równomiernego ochłodzenia materiału przy hartowaniu,

2) całkowitego przekształcenia nietrwałego austenitu w martenzyt,

3) usunięcia z martenzytu naprężeń wewnętrznych.

Jak wiemy po zahartowaniu stali nie wszystek austenit przechodzi w martenzyt. Pozostały austenit, ulegając z biegiem czasu rozpadowi, powoduje zwiększanie wymiarów materiału. Przejście austenitu w martenzyt jest możliwe poniżej 210 C. W tej temperaturze stal jest jeszcze w 100% austenityczna. W temperaturze 150 C mikrobudowa hartowanej stali jest już naogół w 40% martenzytyczna, zaś w 60% austenityczna. Im mamy niższą temperaturę, tym więcej w mikrobudowie stali znajdziemy martenzytu, mniej zaś austenitu.

W temperaturze pokojowej przy normalnej obróbce termicznej przemiana austenitu ustaje, przy czym stal zawiera zwykle jeszcze około 10% kryształów austenitu. Jeśli natomiast obniżymy temperaturę do — 85 C, pozostanie już tylko około 3% austenitu w mikrobudowie stali. Podając wielokrotnie płytkę stalową oziębieniu do 85 C poniżej zera i pozwalając jej po każdym oziębieniu na osiągnięcie temperatury pokojowej, możemy z niej usunąć całkowicie austenit, a zatem uzyskać jednorodną budowę martenzytyczną.

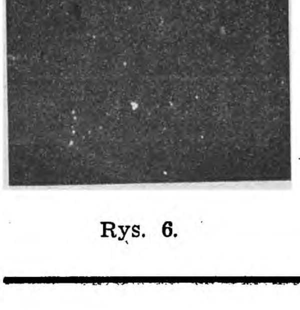
Oczywiście na skutek opisanych procesów budowa materiału staje się bardziej gruboziarnistą. Zjawisko to powoduje powstanie naprężeń wewnętrznych w materiale, które należy również usunąć. Zadanie to spełnia powolne ogrzewanie stali do temperatury pokojowej po każdorazowym zamrożeniu.

Obróbka wykańczająca

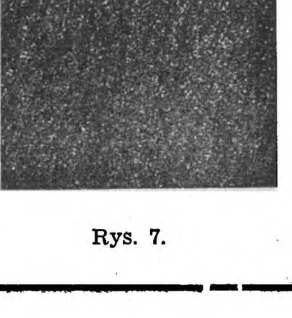
Obróbka wykańczająca nowoczesnych płytek wzorcowych polega na ich docieraniu, zazwyczaj maszynowym.

Wielka gładkość powierzchni roboczych płytek wzorcowych bardzo je uodparnia na zużycie oraz na korozję; ponadto zwiększa ona zdolnoś' wzajemnego przywierania, która pozwala składać płytki w stosy na założone wymiary.

Współczesne metody obróbki maszynowej pozwalają na otrzymywanie tak gładkich powierzchni, że nawet przy dużym powiększeniu pod mikroskopem nie można na nich zauważyć żadnych śladów obróbki, jak to pokazuje rys. 6.



Rys. 6.



Rys. 7.

Powierzchnie tego rodzaju nie dają się zastosować przy produkcji płytek wzorcowych, gdyż są zbyt gładkie, co powoduje tak silne ich przywieranie, że przy rozkładaniu złożonego stosu płytek następuje wzajemne wyrywanie cząstek materiału z powierzchni.

Z tego względu dla płytek wzorcowych znajduje zastosowanie mniej dokładna obróbka, której przykładem jest powierzchnia pokazana na rys. 7.

Przywieranie płytek wzorcowych

Zjawisko przywierania gładkich powierzchni stalowych jest wynikiem przyciągania międzycząsteczkowego, które występuje częściowo między powierzchniami samych płytek wzorcowych, częściowo między tymi powierzchniami i cząstkami błonki tłuszczu lub wilgoci, jaka znajduje się na tych powierzchniach. Jeśli grubość błonki wzrasta, siła przywierania spada gwałtownie, gdyż powierzchnie płytek są już zbyt oddalone, aby wzajemne przyciąganie ich cząstek mogło mieć wpływ wyczuwalny. Wtedy przywarcie polega wyłącznie na przyciąganiu cząstek błonki oraz cząstek powierzchni stalowych. Jeśli powierzchnie są zbyt gładkie, to płytki wykazują dążenie do zwarcia w jedną całość.

Przywieranie jest więc pewnego rodzaju kryterium gładkości powierzchni. Wystarczy nierówność rzędu 0,2 μ, aby płytki nie uległy przywarciu.

Grubość warstewek występujących między powierzchniami płytek wzorcowych nie przekracza kilku tysięcznych mikrona i nie posiada praktycznego znaczenia przy składaniu płytek w stosy.

Płytki ochronne

Amerykańska wytwórnia *Do All* (Minneapolis, Minnesota) wprowadziła płytki ochronne o grubości 1 mm wykonane ze spiekanych węglików wolframu i specjalnie odporne na zużycie. Powierzchnie robocze tych płytek oraz ich wymiary odpowiadają swą dokładnością płytkom normalnym i mogą być do nich przywierane. Każdy komplet klasy *AA* i *A* płytek wzorcowych jest wyposażony w dwie płytki ochronne, które składa się jako płytki końcowe w stosie. Płytki te chronią normalne płytki przed skaleczeniem i pozwalają na pomiary nawet ostrych narzędzi stalowych.

Użytkowanie i konserwacja płytek wzorcowych.

W celu zachowania przez czas jak najdłuższy dokładności i zdolności do przywierania,

płytki wzorcowe winny być otoczone szczególną opieką zarówno przy użytkowaniu, jak i ich przechowywaniu.

Nie mogą być one składane ze sobą, jeśli przed tym ich powierzchnie robocze nie zostały starannie oczyszczone.

Przywartych wzajemnie płytek nie należy pozostawiać dłużej w tym stanie, niż to jest potrzebne, gdyż adhezja ich wzrasta z biegiem czasu i przy rozkładaniu może nastąpić uszkodzenie silnie zwartych powierzchni. Prócz tego zauważono, że długotrwałe przywarcie płytek powoduje na ich powierzchniach roboczych powstawan:e śladów rdzy.

Również należy unikać dotykania palcami powierzchni roboczych płytek. Powierzchnie te są szczegó'nie wrażliwe na kwaśny pot, który powoduje szybkie ich zniszczenie.

Największym jednak wrogiem płytek wzorcowych jest pył twardych metali i materiałów szlifierskich, który łatwo zarysowuje powierzchnie stalowe.

Dobrze jest umieszczać cienkie płytki przy składaniu pomiędzy grubszymi, gdyż to chroni je przed paczeniem.

Przed składaniem powierzchnie robocze płytek należy oczyścić od warstewki ochronnej tłuszczu. Najlepiej umyć je benzyną lub eterem za pomocą pędzelka i następnie dobrze wytrzeć czystą skórką irchową.

Podczas pomiaru należy uważać, aby ciepło ręki mierzącego nie przenosiło się na płytki lub przedmiot mierzony.

Po użyciu trzeba stosy natychmiast rozłożyć, płytki wytrzeć suchą irchą i posmarować tłuszczem ochronnym, najlepiej czystą żółtą wazeliną.

Inż. HUBERT PABIJANEK

WYKONYWANIE POMIARÓW PŁYTKAMI WZORCOWYMI

W roku 1911 pokazały się w przemyśle *płytki wzorcowe* w kompletach. Komplet taki umożliwia w sposób bardzo prosty i łatwy zestawienie płytek na każdy dowolny wymiar w określonych granicach. W zasadzie granice te obejmują normalne wymiary do 500 mm tj. wymiary mieszczące się w obszarze średnic normalnych w układach pasowań.

Ukazanie się na rynku tak precyzyjnych wzorców i jednocześnie dostępnych dla każdego zakładu przemysłowego, ułatwiło stosowanie układów pasowań w szerszym zakresie, tym bardziej, że wszystkie kraje poczęły płytki te wytwarzać u siebie. Obecnie trudno sobie wyobrazić nawet mniejszy warsztat produkcyjny, aby mógł się obejść bez płytek wzorcowych, które są podstawą pomiarów warsztatowych.

Ze względu na bardzo prosty i łatwy sposób zestawiania na dowolny wymiar, płytki są używane zarówno w laboratoriach pomiarowych, jak i w warsztatach, przy czym w miernictwie warsztatowym mają b. szerokie zastosowanie. Służą do pomiarów wewnętrznych (otworów okrągłych, owalnych, prostokątnych i td.) do pomiarów zewnętrznych (średnic wałków, długości, grubości i td.) do pomiarów gwintów (średnic zewnętrznych, podziałowych, wewnętrznych, skoków gwintu), do sprawdzania prostoliniowości i płaskości płaszczyzn, do sprawdzania rozstawień otworów, do ustawiania narzędzi na obrabiarkach, do ustawiania przyrządów czujnikowych, precyzyjnego trasowania i td. i td.

Płytki są wykonywane o różnych stopniach dokładności: i tak Państwowa Fabryka Sprawdzianów w Warszawie budowała je o 3 stopniach (0, I i II), inne fabryki zastosowały większą lub mniejszą ilość stopni jak np. Szwecja zastosowała 4 klasy dokładności *(Johansson)*, Niemcy od 1 kl. *(Carl Zeiss)* po przez 3 kl. *(Carl Mahr)*, 4 kl. *(Klingelnberg)*, do 6 kl. *(Hommel)*. W Niemczech ostatnio ilość klas została ograniczona do 2 (Din 861), które odpowiadają I i II klasie Państwowej Fabryki Sprawdzianów w Warszawie.

Najmniejsze płytki są wykonywane o długości 0,2 mm, jednak do celów warsztatowych są stosowane od dług. 0.5 mm i takie znajdują się w kompletach. Najdłuższe spotyka się 200 mm, chociaż na żądanie są wykonywane o dług. 300, 400, 500, 1000 mm i wyżej. Płytki wzorcowe, wykonywane są w jednostkach metrycznych i calowych. Wymiary płytek są znormalizowane i ujęte w szeregi, z których składa się komplet. Każdy komplet umieszczony jest w masywnym estetycznie wykonanym futerale (rys. 1), w którym należy płytki wzorcowe przechowywać.

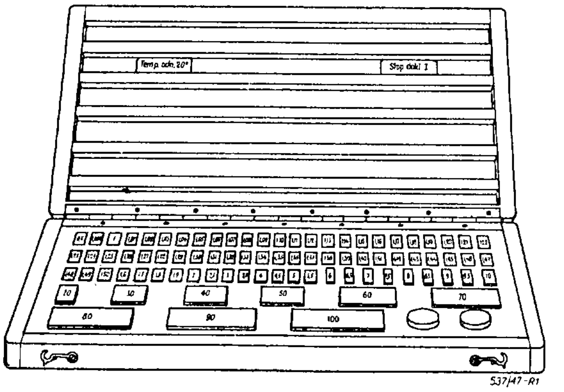
Normalnie komplety składają się z następujących ilości płytek:

32 szt., 47 szt., 83 szt, i 111 szt.

Zestawienie tych kompletów jest następujące:

1. Komplet z 32 szt. płytek obejmuje:

1,005 mm	1 szt.
1.01 ÷ 1.09 ze stopniowaniem 0,01 mm	— 9 szt.
1,1 ÷ 1,9 „ „ 0,1 „	— 9 „
1 ÷ 9 „ „ 1 „	— 9 „
10, 20, 30, 50 mm	— 4 „
Razem:	32 szt.



Rys. 1. Komplet płytek wzorcowych składający się z 83 sztuk.

2. Komplet z 47 szt. płytek obejmuje:

1,005 mm				1 szt.
1,01 ÷ 1,19	ze stopniowaniem	0,01	mm	— 19 „
1,2 ÷ 1,9	„ „	0,1	„	— 8 „
1 ÷ 9	„ „	1	„	— 9 „
10 ÷ 100	„ „	10	„	— 10 „
			Razem:	47 szt.

3. Komplet z 83 szt. płytek obejmuje:

0,5 mm				1 szt.
1,005 mm				1 „
1,01 ÷ 1,49	ze stopniowaniem	0,01	mm	— 49 „
1,6 ÷ 1,9	„ „	0,1	„	— 4 „
1 ÷ 9,5	„ „	0,5	„	— 18 „
10 ÷ 100	„ „	10	„	— 10 „
			Razem:	83 szt.

4. Komplet z 111 szt. płytek obejmuje:

0,5 mm				1 szt.
1,001 ÷ 1,009	ze stopniowaniem	0.001	mm	— 9 „
1,01 ÷ 1,49	„ „	0,01	„	— 49 „
1 ÷ 24.5	„ „	0,5	„	— 48 „
25 ÷ 100	„ „	25	„	— 4 „
			Razem:	111 szt.

Większe komplety są korzystniejsze, gdyż pozwalają na zestawienie jednego i tego samego wymiaru z mniejszej ilości płytek, np. wymiar 113,31 mm można zestawić:

z kompletu o 111 szt. — z 3-ch płytek : 1,31 + 12 + + 100 = 113,31

z kompletu o 83 szt. — z 4-ch płytek : 1,31 + 2 + + 10 + 100 = 113,31

z kompletu o 47 szt. — z 5-u płytek : 1,01 + 1,3 + 1 + 10 + 100 = 113,31

z kompletu o 32 szt. — z 7-u płytek : 1,01 + 1,3 + + 1 + 10 + 20 + 30 + 50 = 113,31

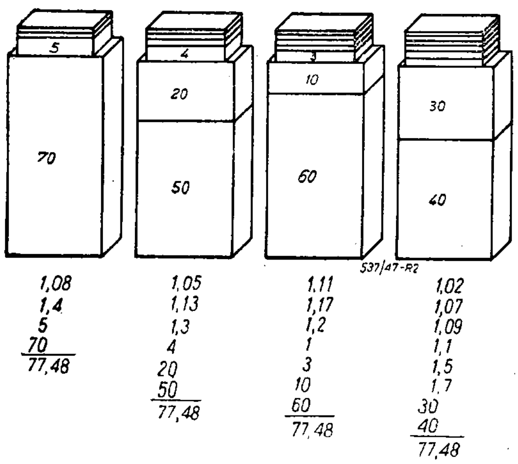
Również większe komplety pozwalają na zestawienie jednego i tego samego wymiaru kilkakrotnie, co ma bardzo duże znaczenie, jeżeli jednym kompletem posługuje się kilku brakarzy i tak np. wymiar 13,15 mm można uzyskać:

z kompletu	111 szt.	— 10 razy
„	83 „	— 8 „
„	47 „	— 4 „
„	32 „	— 3 „

Na rys. 2 pokazane są 4 zestawienia na jeden i ten sam wymiar z kompletu 47 szt.

Poza normalnymi kompletami wykonywane są jeszcze dodatkowe komplety płytek wzorcowych oddzielnie z dodatnimi i oddzielnie z ujemnymi nadmiarami w tysiącznych milimetra, a mianowicie:

1. dodatkowy komplet z dodatnimi nadmiarami składa się z 9 szt. od 1,001 do 1,009 mm. ze stopniowaniem co 0,001 mm.
2. dodatkowy komplet z ujemnymi nadmiarami składa się z 9 szt. od $1^{-0,001}$ do $1^{-0,009}$ ze stopniowaniem co 0,001 mm.



Rys. 2. Przykłady zestawienia płytek wzorcowych na jeden i ten sam wymiar przy użyciu za każdym razem innych płytek z jednego kompletu.

Należy wyjaśnić, że komplet o 111 szt. zawiera płytki z nadmiarami dodatnimi w ilości 9 szt. ze stopniowaniem co 0,001 mm, natomiast pozostałe komplety posiadają po 1 płytce o wymiarze 1,005 mm.

Dodatkowy komplet z ujemnymi nadmiarami ułatwia pracę i oszczędza czas, gdyż każdy wymiar z odchyłką ujemną może być zestawiony z mniejszej ilości płytek. Dla przykładu podajemy ilość potrzebnych płytek do zestawienia na wymiar 19,994 = 20 — 0,006.

1. Przy kompletach dodatkowych z nadmiarami dodatnimi

z kompletu 111 szt. należy użyć 1,004 + 1,49 + 17,5 = = 19,994 t. j. 3 szt.

z kompletu 83 szt. + komp. dod. z nadm. dodatn. 1,004 + 1,49 + 9,5 + 8 = 19,994 t. j. 4 szt.

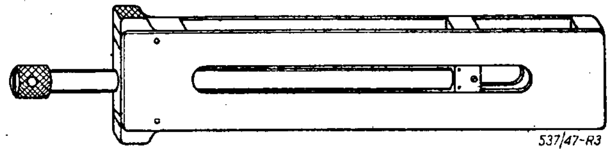
z kompletu 47 i 32 szt. + komp. dod. z nadm. dodatn. 1,004 + 1,09 + 1,9 + 6 + 10 = 19,994 t. j 5 szt.

2. Przy kompletach dodatkowych z nadmiarami ujemnymi

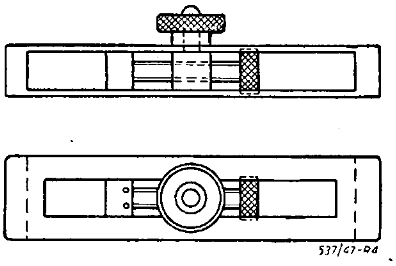
z kompletu 111 szt. + komp. dod. z nadm. ujemnymi 0,994 (= $1^{-0,006}$) + 19 = 19,994 t. j. 2 szt.

z kompletu 83, 47 i 32 szt. + komp. dod. z nadm. ujemnymi 0,994 (= $1^{-0,006}$) + 9 + 10 = 19,994 t. j. 3 szt.

Jak już wspominaliśmy wyżej, płytki mają bardzo szerokie zastosowanie w miernictwie warsztatowym. Jest to możliwe dzięki b. prostej konstrukcji samych płytek, jak również dzięki zastosowaniu specjalnych przyrządów — uchwytów nie mniej prostych i łatwych w obsłudze. Powierzchnie robocze tych przyrządów są wykonane równie dokładnie jak płytki. Na rys. 3 i 4 są pokazane

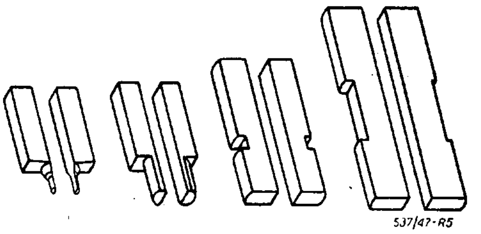


Rys. 3. Uchwyt do płytek wzorcowych z dzieloną nakrętką i szybkim przesuwem śruby.

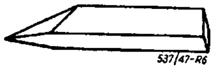


Rys. 4. Uchwyt do płytek wzorcowych.

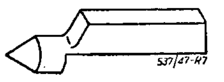
uchwyty wykonywane w różnych wielkościach, a mianowicie od 50 do 2000 mm. Do uchwytów tych stosuje się najrozmaitszej konstrukcji wkładki—szczęki, patrz rys. 5 ÷ 8



Rys. 5. Wkładki z częściami cylindrycznymi, stosowane do pomiarów zewnętrznych i wewnętrzych.

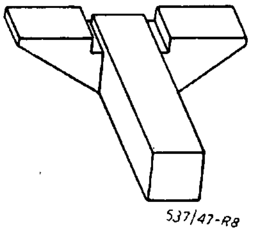


Rys. 6. Rysik stosowany do precyzyjnego trasowania przy pomocy płytek.

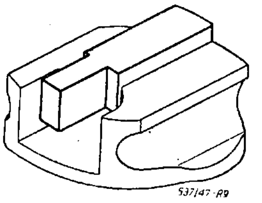


Rys. 7. Kieł centrujący. Oś kła leży dokładnie na płaszczyźnie oporowej. Stosuje się do precyzyjnego trasowania przy pomocy płytek.

Prócz wkładek pokazanych na wyżej wyszczególnionych rysunkach, budowane są wkładki do pomiaru gwintów metrycznych, calowych, trapezowych i td. Również do uchwytów stosowana jest podstawka, pokazana na rys. 9. Wszystkie te przyrządy winny



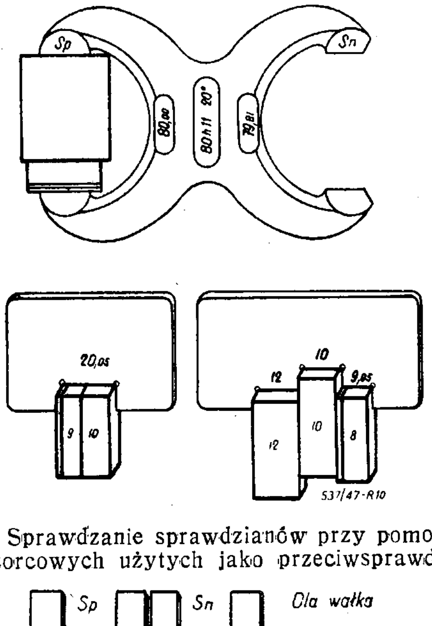
Rys. 8. Wkładka krzyżowa do ustawiania średnicówek czujnikowych (rys. 14) za pomocą uchwytu i płytek wzorcowych.



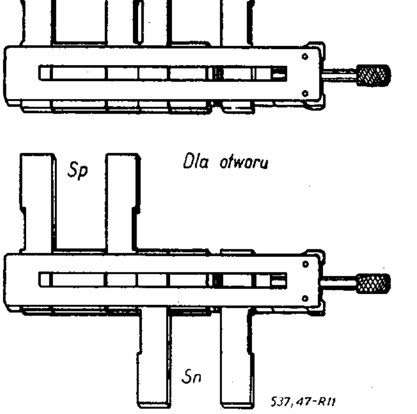
Rys. 9. Podstawka do uchwytów. Wysokość podstawek wynosi 35 lub 40 mm. Stosuje się do precyzyjnego trasowania przy pomocy płytek wzorcowych.

również być przechowywane w wspólnym futerale i zabezpieczone warstewką wazeliny.

Sposób bezpośredniego zastosowania płytek wzorcowych pokazany jest na rys. 10. Rys. 11

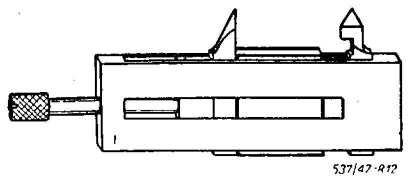


Rys. 10. Sprawdzanie sprawdzianów przy pomocy płytek wzorcowych użytych jako przeciwsprawdzian.

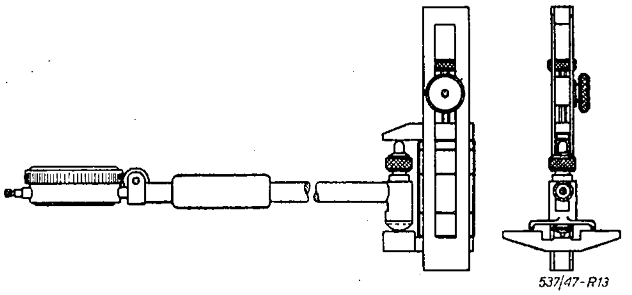


Rys. 11. Zestawienie płytek wzorcowych i wkładek cylindrycznych (rys. 5) za pomocą uchwytu (rys. 3) na wymiar stolerowany dla wałka i otworu.

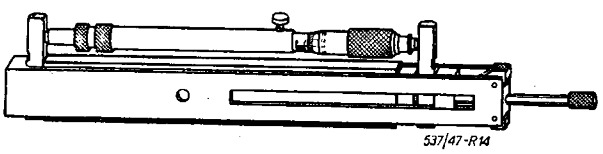
pokazuje zastosowanie płytek, uchwytów i wkładek do pomiaru otworów i wałków. *Sp* i *Sn* oznaczają wymiary dla strony przechodniej i nieprzechodniej zestawionego sprawdzaniu różnicowego. Rys. 12



Rys. 12. Zastosowanie płytek wzorcowych z kłem (rys. 7) i rysikiem (rys. 6) w uchwycie (rys. 3).



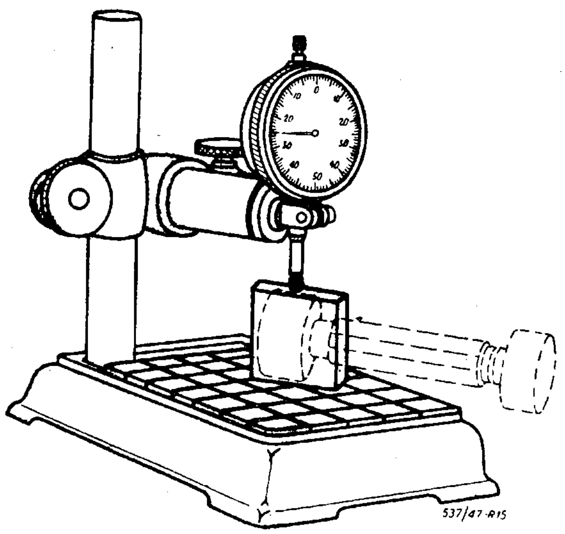
Rys. 13. Ustawienie średnicówki czujnikowej na dokładny wymiar za pomocą płytek wzorcowych.



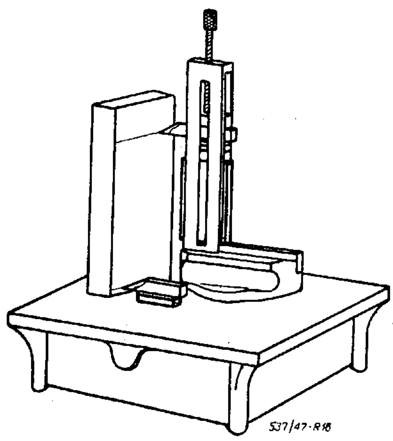
Rys. 14. Sprawdzanie średnicówki za pomocą płytek wzorcowych, wkładek (rys. 5) i uchwytu (rys. 3)

pokazuje jak zbudować z płytek, uchwytu i specjalnych wkładek precyzyjny cyrkiel kontrolny. Na rys. 13, 14 i 15 pokazane są sposoby ustawiania i sprawdzania przyrządów pomiarowych i sprawdzianów przy pomocy płytek i przyrządów dodatkowych. Z precyzyjnych robót przy zastosowaniu płytek pokazane jest trasowanie na rys. 16.

Pokazane wyżej sposoby stosowania płytek w pomiarach warsztatowych nie wyczerpują



Rys. 15. Sprawdzanie sprawdzianu tłoczkowego za pomocą czujnika i płytek wzorcowych.



Rys. 16. Precyzyjny równoległoznacznik do trasowania przy pomocy płytek wzorcowych. Równoległoznacznik został zestawiony z części pokazanych na rys. 3, 6, 9.

zakresu ich użycia: np. pomiary gwintów, ustawianie narzędzi na obrabiarkach, sprawdzanie płaszczyzn i td. mogą być również dokonane za pomocą płytek wzorcowych.

PORADNIK RZEMIEŚLNIKA-MECHANIKA

Instytut Wydawniczy SIMP przystąpił do opracowania „Poradnika rzemieślnika-mechanika", obejmującego nauki matematyczno-fizyczne oraz nauki techniczne ogólne. Dzieło to, o objętości około 400 stron, stanowi początek cyklu poradników rzemieślniczych zawodowych i funkcyjnych, wchodzących w program wydawniczy Instytutu. Układ treści tomu ogólnego i tomików specjalnych jest tak pomyślany, iż tom ogólny uzupełniony jednym z tomików specjalnych, będzie zawierał całokształt wiadomości, potrzebnych do wykonywania pewnego zawodu np. tokarza, ślusarza maszynowego, blacharza, kotlarza, mechanika samochodowego, itd.

Termin ukazania się tomiku ogólnego w druku: jesień 1948 r.

Inż.-mech. JAN OBALSKI

O INTERFERENCYJNYM POMIARZE DŁUGOŚCI

1. Wstęp

Usiłowanie związania jednostki miary długości z jakimś niezmiennym, naturalnym wymiarem, zostało zrealizowane 150 lat temu przez stworzenie metra, który miał być 1/40 milionową częścią południka ziemskiego.

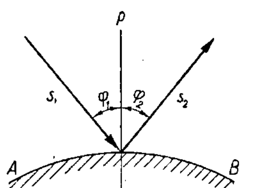
Jednak związek długości prototypu metra z tą „naturalną" długością okazał się niewystarczająco ścisły i w końcu wyparto się go zupełnie. Obowiązujące obecnie określenie metra mówi już tylko o odległości dwóch kresek na wzorcu platynoirydowym w ściśle sprecyzowanych warunkach, pomijając jego związek z południkiem ziemskim.

Myśl o „unaturalnieniu" jednostki długości znalazła jednakże możliwość realizacji w sposób, odpowiadający współczesnym wymaganiom dokładności, na zupełnie innej drodze: przez wykorzystanie zjawiska *interferencji światła.*

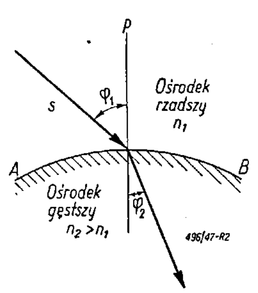
Zjawisko to, które w swoim czasie zdecydowało o przyjęciu falowej teorii światła, polega na tym, że dwa spotykające się promienie światła — w pewnych warunkach zamiast się wzmacniać — osłabiają lub nawet zupełnie niweczą, tak iż w miejscu spotkania panuje ciemność.

2. Podstawowe wiadomości z optyki

a. *Odbicie światła.* Gdy promień światła, biegnący po linii prostej, pada na gładką powierzchnię *AB* (rys. 1) pomiędzy dwoma ośrodkami, wówczas zmienia kierunek czyli odbija się. Kąt φ_1 promienia padającego s_1 z prostopadłą *p* do powierzchni jest przy tym równy kątowi φ_2 promienia odbitego s_2 z tą prostopadłą. Zatem *kąt padania = kątowi odbicia:* $\varphi_1 = \varphi_2$.



Rys. 1.



Rys. 2.

b. *Załamanie światła.* Promień światła, przechodząc z jednego ośrodka przezroczystego do innego (np. z powietrza do szkła), ulega załamaniu na powierzchni granicznej *AB* (rys. 2). Kąt padania φ_1 oraz kąt załamania φ_2 mierzą się, jak poprzednio, pomiędzy promieniem a prostopadłą do powierzchni. Pomiędzy tymi kątami zachodzi związek

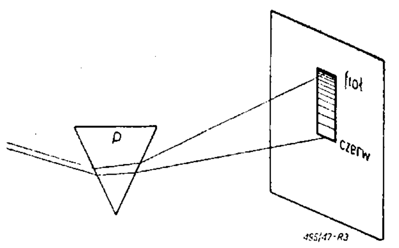
$$\frac{\sin \varphi_1}{\sin \varphi_2} = \frac{n_2}{n_1} \ .$$

gdzie n_1 i n_2 *są współczynnikami załamania światła* w poszczególnych ośrodkach. Ośrodek 0_2 *nazywa się optycznie gęstszym* od ośrodka 0_1, gdy ma współczynnik załamania większy niż 0_1.

Dla próżni $n = 1$, dla powietrza ≈ 1, dla wody 1,33, dla szkła kronowego 1,5, dla szkła flintowego 1,7, dla diamentu 2,4.

W ośrodku gęstszym promień jest bardziej zbliżony do prostopadłej niż w ośrodku rzadszym.

c. *Widma.* Przechodząc przez szklany pryzmat *P* (rys. 3) wiązka światła, wysyłanego przez rozżarzone ciało stałe lub ciecz, ulega rozszczepieniu na poszczególne barwy, dając na ekranie różnobarwną smugę zwaną *widmem ciągłym.* Promienie czerwone przy przejściu przez pryzmat ulegają najmniejszemu załamaniu, promienie fiołkowe — największemu. Barwy składowe stanowią światło nie dające się już rozszczepić.



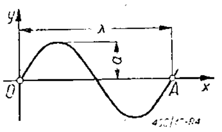
Rys. 3.

Światło, wysyłane przez pary i gazy, przepuszczone przez pryzmat, tworzy *widmo liniowe,* składające się z barwnych jasnych linii na ciemnym tle. Barwy i ich rozkład są charakterystyczne dla każdego ciała świecącego. Mówiąc dalej np. o świetle czerwonej linii kadmu, będziemy mieli na myśli właśnie światło o barwie, określonej przez odpowiednią linię widma pary tego metalu. Światło jednej barwy, a więc odpowiadające określonej linii, nazywa się *monochromatycznym* lub *jednobarwnym.* Można je uzyskać ze światła wielobarwnego m. in. przez użycie filtru odpowiedniej barwy.

d. *Falowa teoria światła.* Światło jest jednym z rodzajów promieniowań natury elektromagnetycznej, rozchodzących się w postaci *fal poprzecznych* i niosących pewną energię z wysyłającego je źródła. Falę taką możemy sobie wyobrazić jako drganie sinu-

soidalne, odbywające się w płaszczyznach prostopadłych do zasadniczego prostolinijnego kierunku posuwania się fali. Podobną falę obserwujemy np. na powierzchni wody, gdy wrzucimy do niej kamień: fale posuwać się będą w kieruku promieni, wychodzących z miejsca upadku kamienia, a cząstki cieczy podlegać będą „poprzecznym" ruchom drgającym w dół i w górę.

Na rys. 4 kierunek rozchodzenia się fali czyli promienia świetlnego wyznacza oś x, a kierunek drgań poprzecznych — oś y. Fala charakteryzuje się swą *długością*, oznaczoną przez λ, t. j. odległością dwóch najbliższych swych punktów, znajdujących się w jednakowym stanie ruchu, np. O i A. Maksymalne wychylenie a jest *amplitudą* fali.



Rys. 4.

Natężenie promienia świetlnego J, czyli energia fali, jest proporcjonalne do kwadratu tej amlitudy. Od amplitudy jest więc zależna siła światła, natomiast od długości fali λ — jego barwa. Każdej linii widma odpowiada określona długość fali: np. dla czerwonej linii widma kadmu $\lambda = 0{,}643\ \mu$, dla zielonej linii helu $\lambda = 0{,}502\ \mu$, dla żółtej linii helu $\lambda = 0{,}588\ \mu$ itd.

Czas, w ciągu którego fala przebywa drogę λ, nazywa się *okresem fali* T. Odwrotność okresu, czyli liczba pełnych drgań w ciągu jednostki czasu nazywa się *częstością drgań* ν. Zatem $\nu = \frac{1}{T}$. Ponieważ fala rozchodzi się w ośrodkach jednorodnych ruchem jednostajnym, więc droga jej, wynosząca λ w czasie T jest równa $\lambda = c\,T$, albo $\lambda = \frac{c}{\nu}$ gdzie c oznacza szybkość rozchodzenia się fali.

Częstość ν jest inna dla każdej długości fali, ale niezależna od ośrodka, w którym światło się rozchodzi, natomiast c i λ zmieniają się: szybkość c jak również długość fal λ są odwrotnie proporcjonalne do współczynników załamania światła n w odpowiednich ośrodkach. Im gęstszy ośrodek, tym mniejsza szybkość c i tym mniejsza długość fali λ. Szybkość c w próżni dla wszystkich barw wynosi ok. 300.000 km/sek. Częstości wyrażają się olbrzymimi liczbami: np. dla żółtej linii helu ($\lambda \approx 0{,}6\ \mu$).

$$\nu = \frac{c}{\lambda} = \frac{3\,.\,10^{14}\ \mu/\text{sek}}{0{,}6\ \mu} = 5.10^{14}\ ^1/\text{sek}$$

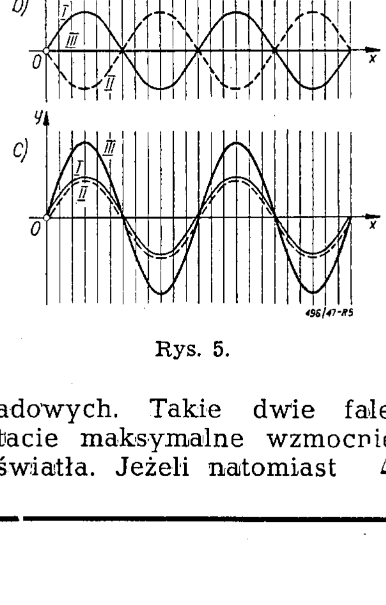
t. zn. dokonywa się 500 bilionów drgań w ciągu sekundy (czyli tyleż jednostek częstości: Hertzów — *Hz*).

Poszczególne rodzaje promieniowań (radiowe, podczerwone, widzialne, nadfiołkowe, Röntgena, gamma) różnią się częstością drgań przy czym obszar tych różnic jest również olbrzymi: dla najwolniej zmieniających się drgań radiowych ν jest rzędu 10^4 (t. j. $\lambda \approx 30$ km), dla najczęstszych (gamma) $\nu =$ rzędu 3.10^{21} (t.j. $\lambda \approx 0{,}0000001\ \mu$). Wśród tych promieni — widzialne zajmują niezmiernie drobny zakres od $\nu \approx 3{,}7.10^{14}$ do $\nu = 7{,}5\,.\,10^{14}$ t. j. $\lambda \approx 0{,}8$ do $0{,}4\ \mu$.

e. *Interferencja.* Mówimy, że dwie fale jednej długości λ są *zgodne w fazie*, jeżeli wychylenia osiągają w nich jednocześnie maxima (lub minima). Takie są np. fale *I* i *II* na rys. 5c (dla odróżnienia wykresy tych fal wykonano nieco przesunięte). W przeciwnym wypadku zachodzi między falami *różnica faz*, oznaczona np. dla fal *I* i *II* na rys. 5a przez Δ. Różnica faz fal *I* i *II* na rys. 5b wynosi pół długości fali czyli $\lambda/_2$.

Jeżeli dwie fale spotykają się, to następuje ich nałożenie czyli *interferencja*. Jeżeli są one jednej długości, to fala wypadkowa będzie falą tejże długości, a amplituda będzie zależna od amplitud fal składowych i od różnicy faz. Wyznaczamy tę falę wypadkową, dodając algebraicznie rzędne (wychylenia) w poszczególnych chwilach, jak to wykonano na rys. 5.

Gdy $\Delta = 0$ (rys. 5c), fala wypadkowa ma największą amplitudę, równą sumie amplitud składowych. Takie dwie fale dadzą w rezultacie maksymalne wzmocnienie natężenia światła. Jeżeli natomiast $\Delta = \lambda/_2$



Rys. 5.

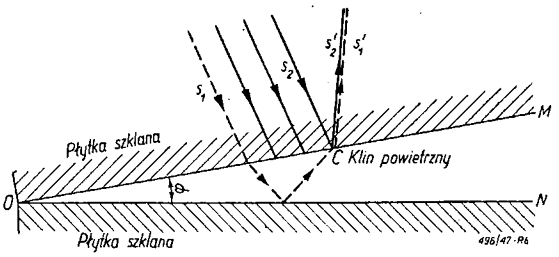
nastąpi maksymalne osłabienie natężenia, a nawet — jeżeli obie amplitudy składowe są równe, (rys. 5 b) — zupełna ciemność. Gdy długości fal składowych są różne, to fala wypadkowa też jest okresowa, ale ma przebieg bardziej złożony.

Ponieważ wzrokowe wrażenie świetlne odpowiada średniej wartości natężenia wielu bilionów drgań, więc jasne jest, że warunkiem, aby dało się obserwować wzmocnienie natężenia lub jego zanik jest stałość różnicy faz wszystkich fal składowych. Fale te muszą zatem pochodzić z jednego źródła w tym samym czasie (tzw. „światło koherentne"). Jedna z metod otrzymywania zjawisk interferencyjnych polega na tym, że promień światła zostaje w niżej opisany sposób „rozdwojony", każda część przechodzi inną drogę, wskutek czego powstaje między nimi różnica faz, po czym znów obie części łączą się, ujawniając zależnie od tej różnicy wzmocnienie lub osłabienie natężenia.

Fala świetlna, podobnie jak i każda inna, przechodząc przez środek optycznie rzadszy i trafiając na ośrodek optycznie gęstszy przy odbiciu od niego zmienia swą fazę o pół długości fali, t.j. zachowuje się tak, jakby przechodziła drogę, różniącą się o $\lambda/_2$ od przebytej w rzeczywistości. Zmiana ta nie zachodzi przy odbiciu od ośrodka rzadszego.

3. Prążki interferencyjne jednakowej grubości

Rys. 6 podaje jeden ze sposobów uzyskania interferencji, mający bezpośrednie zastosowanie przy pomiarach.

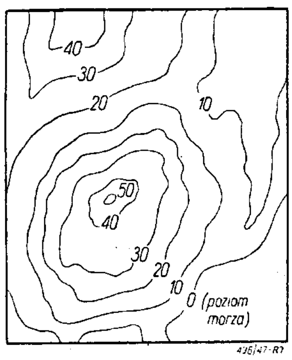


Rys. 6.

OM jest to dolna płaszczyzna płytki szklanej lub kwarcowej, która częściowo odbija padające na nią światło a częściowo — przepuszcza. *ON* jest to górna powierzchnia innej płytki odbijającej, szklanej lub metalowej. Obie płytki są pochylone do siebie pod bardzo małym kątem (rzędu kilkunastu sekund); tworzą więc „klin powietrzny". Na górną płytkę pada wiązka równoległych promieni światła monochromatycznego. Rozpatrzmy dwa promienie z tej wiązki s_1 i s_2. Pierwszy z nich „rozdwaja się" na powierzchni *OM*: częściowo odbija od niej, częściowo zaś przechodzi do przestrzeni klina, załamując się. Przepuszczona część promienia odbija się od *ON* i ponownie załamawszy się w punkcie *C* przechodzi jako s'_1 przez górną płytkę. W tymże punkcie *C* pada na *OM* promień s_2. Jego część odbita jako s'_2 biegnie teraz razem z s'_1 przy czym powstaje zjawisko interferencji. Ponieważ każdy z promieni przed połączeniem w *C* przeszedł różne drogi, przeto może istnieć między nimi pewna różnica faz: znaczy to, że jeśli promień s_1 osiąga w pewnej chwili w *C* swe największe natężenie, to s_2 w tejże chwili i w tymże punkcie może nie osiągać swego maksymalnego natężenia.

Wobec tego, że grubość klina powietrznego *MON* zmienia się w sposób ciągły, przeto posuwając się w kierunku od *O* do *M* będziemy napotykali punkty zejścia się promieni s_1 i s_2 o coraz innej różnicy faz. Jeżeli w pewnym miejscu zajdzie różnica faz, równa połowie długości fali, to w miejscu tym zobaczymy ciemny prążek o kierunku równoległym do krawędzi wierzchołkowej klina *O*. Następny ciemny prążek zobaczymy w takim miejscu, gdzie grubość klina jest większa o pół długości fali i td. Jeżeli policzymy liczbę prążków pomiędzy dwoma punktami płaszczyzny *OM*, to liczba ta, pomnożona przez pół długości fali, będzie różnicą wzniesień w tych punktach płaszczyzny *OM* nad *ON*. Jeśli więc znamy długość fali światła i mamy możność otrzymania dość wyraźnych prążków, to momożemy *mierzyć długość wyłącznie przez liczenie prążków.*

Przy obliczaniu różnicy dróg interferujących promieni musimy pamiętać o końcowej uwadze p. 2e, iż promień s_1 zmienia swą fazę o pół długości fali przy odbiciu od *ON*. Z tego wynika, że miejsce pierwszego prążka, który oznacza się numerem porządkowym zero, znajduje się w wierzchołku klina *O*.



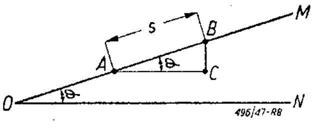
Rys. 7.

Jeżeli płaszczyzny *OM* i *ON* są ściśle płaskie, to prążki będą ściśle do siebie równoległe i równoodległe. Prążki te wyznaczają więc miejsca jednakowych grubości klina powietrznego i mogą być upodobnione do warstwic topograficznych (rys. 7). Stąd nazwa

tych prążków: *prążki jednakowej grubości.*

Odległość s dwóch sąsiednich prążków można łatwo obliczyć, biorąc pod uwagę, że w miejscach pojawienia się dwóch sąsiednich prążków grubości klina powietrznego różnią się o $\frac{\lambda}{2}$, zatem z △ ABC (rys. 8):

$$s = \frac{\lambda}{2 \sin \varphi}$$



Rys. 8.

Jeżeli np. $\varphi = 30''$, to dla żółtego światła helu $\lambda \approx 0{,}59$ wypada

$$s = \frac{0{,}00059}{2.0{,}000145} \approx 2{,}0 \text{ mm}.$$

Dla $\varphi = 2'$ wypadałoby już tylko $s \approx 0{,}5$ mm. Jasne jest, że prążki mogą nadawać się do celów pomiarowych tylko w razie dostatecznie małego kąta φ tymbardziej, że nie stanowią one linii geometrycznej, lecz mają pewną grubość.

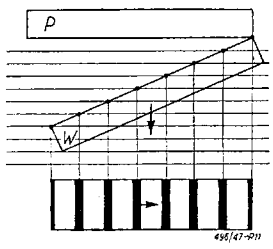
Jeżeli powierzchnie OM i ON nie są ściśle płaskie, to prążki przestają być proste i równoległe. Układ prążków pozwala sądzić wtedy o stanie powierzchni i zmierzyć jej nierówności.

Interpretacja przebiegu prążków jest bardzo łatwa na podstawie następującego rozumowania:

Wyobraźmy sobie, że płytka szklana P (rys. 9) tworzy klin powietrzny MON z płytką W (np. płytką wzorcową). Na rys. 9 obie płytki stykają się w O, tak iż wierzchołek klina istnieje, ale nie jest to konieczne. Płytki mogą być też odsunięte od siebie, wtedy domniemany wierzchołek klina jest na przedłużeniu OM i ON. Niech płaszczyzny OM i ON będą doskonale płaskie i prostopadłe do płaszczyzny rysunku. Załóżmy, że przestrzeń tego klina jest podzielona na warstwy szeregiem płaszczyzn równoległych do OM i równoodległych o $\lambda/_2$, z których najwyższa jest zgodna z OM. Wtedy płaszczyzny te przetną ON według szeregu prostych, które będą właśnie miejscami ukazania się prążków. Niżej jest pokazany widok tych prążków z góry. Jeżeli korzystamy ze światła odpowiadającego żółtej linii helu $\lambda = 0{,}59\,\mu$, to bezpośrednio możemy stwierdzić, że odległość N od OM jest $7.0{,}59\,\mu = 4{,}1\,\mu$, gdyż liczba prążków (a raczej odstępów między prążkami) $n = 7$. Gdyby powierzchnia ON nie była prostopadła do płaszczyzny rysunku, to prążki pozostałyby proste, lecz uległyby pochyleniu. Gdyby powierzchnia ta nie była ściśle płaska, to prążki stałyby się liniami krzywymi, wyznaczającymi „mapę" topograficzną powierzchni ON, podobnie jak na rys. 7. Interpretacja prążków sprowadza się więc do zagadnień geometrii wykreślnej. Odpowiednie przykłady podamy niżej.

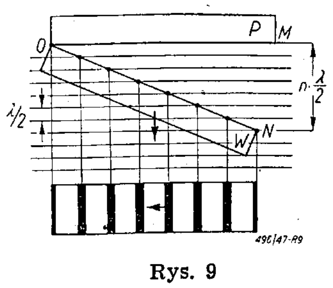
Rzecz jasna, że gdy kąt pomiędzy P i W zmniejszy się, to odległość prążków wzrośnie zgodnie z poprzednim obliczeniem (rys. 10). Gdy zastosujemy do pomiaru raz światło monochromatyczne żółte (helu) o dł. fali $\lambda_1 \approx 0{,}59\,\mu$, drugi raz czerwone (kadmu) o dł. fali $\lambda_2 \approx 0{,}64\,\mu$, to w pierwszym wypadku odstępy płaszczyzn pomocniczych będą mniejsze, a więc odległość prążków mniejsza niż w wypadku drugim.

Jak poznać, czy płytka ON jest pochylona względem OM, jak na rys. 9 czy też w ten sposób, jak na rys. 11? W obu wypadkach układ prążków będzie bowiem jednakowy. Wystarcza w tym celu zacząć ostrożnie opuszczać stolik z płytką W; jeśli prążki zaczną wędrować na lewo, to pochylanie jest według rys. 9, jeśli na prawo — to według rys. 11. Płaszczyzny pomocnicze pozostają przy tym nieruchome. Prążki wędrują więc zawsze ku ostrzu klina. Przy podnoszeniu płytki W kierunek ruchu prążków będzie oczywiście odwrotny t. j. taki jakby wychodziły one z klina.

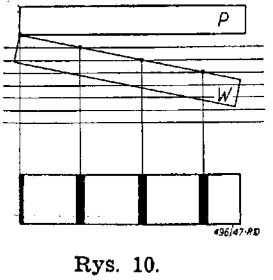


Rys. 11.

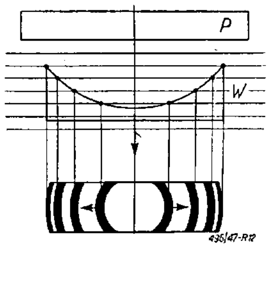
Tak samo odróżniamy powierzchnię kulistą wklęsłą (rys. 12) od wypukłej (rys. 13). W pierwszym wypadku przy opuszczaniu stolika średnice prążków kołowych będą rosły, a w drugim będą się zmniejszały.



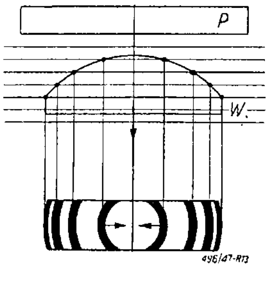
Rys. 9



Rys. 10.



Rys. 12.



Rys. 13.

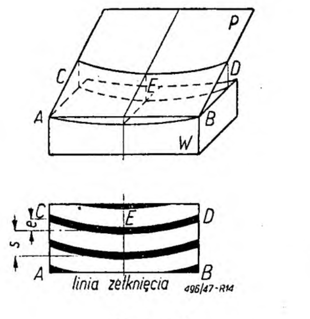
4. Zastosowanie prążków jednakowej grubości do pomiarów płaskości i równoległości powierzchni płytek wzorcowych

Zasada tego rodzaju pomiarów wynika z wyżej podanych przykładów. Do pomiarów potrzebna jest tylko jedna płytka szklana lub kwarcowa jaknajdokładniej płaska i źródło światła monochromatycznego. Sam pomiar jest niezmiernie prosty i dostępny dla każdego, wymaga jedynie pewnej wyobraźni przestrzennej.

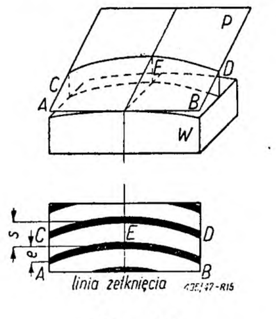
Przypuśćmy, że chodzi o sprawdzenie płaskości płytki wzorcowej *W*. Ustawiamy ją na stoliku, opieramy o jej krawędź *AB* (rys. 14) płytkę *P*, tworząc ostry klin pomiędzy badaną powierzchnią a płaszczyzną płytki *P* i oświetlamy światłem monochromatycznym np. odpowiadającym żółtej linii helu $\lambda = 0{,}59\ \mu$. Jeśli zobaczymy układ prążków jak na rys. 14 u dołu — to będzie znaczyło, że powierzchnia jest cylindryczna (prążki są równoodległe) i wklęsła (w miejscach *C, D, E*, grubość klina jest jednakowa) a więc płytka *W* jest wyższa przy krawędziach bocznych niż po środku. Możemy też obliczyć tę różnicę wysokości. W punkcie *E* grubość klina jest mniejsza niż w D (lub C) o ½ odstępu prążków czyli

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0{,}59}{2}\ \mu = 0{,}15\ \mu,$$

zatem tyle wynosi wgłębienie środka płytki.



Rys. 14.



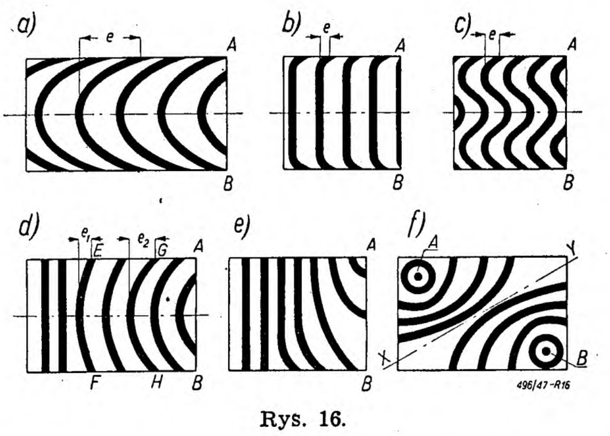
Rys. 15.

Na rys. 15 płytka ma powierzchnię cylindryczną wypukłą, a wzniesienie środka ponad krawędzie boczne wynosi 0,6 odstępu prążków czyli $e = 0{,}6 \cdot \frac{0{,}59}{2} = 0{,}2\ \mu$.

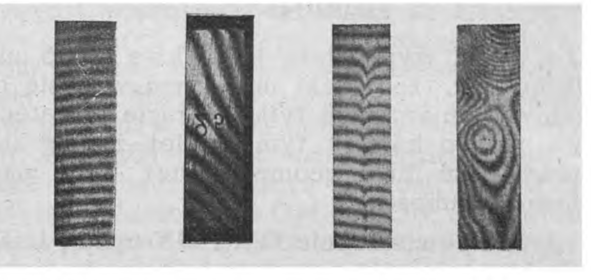
Widzimy więc, że gdy prążki przy brzegach oddalają się od linii zetknięcia płytek *P* i W (lub od ostrza klina), wtedy badana powierzchnia jest wklęsła, gdy zaś zbliżają się, to wypukła.

Na rys. 16 a ÷ 16 f jest szereg dalszych przykładów. Linia zetknięcia płytek jest *AB* (z wyj. rys. 16 f). Prążki otrzymane jak na rys. 16 a świadczą, że powierzchnia jest cylindryczna i wypukła; wypukłość ta wynosi 1,5 prążka, czyli

$$e = 1{,}5 \cdot \frac{0{,}59}{2} = 0{,}45\ \mu.$$



Rys. 16.

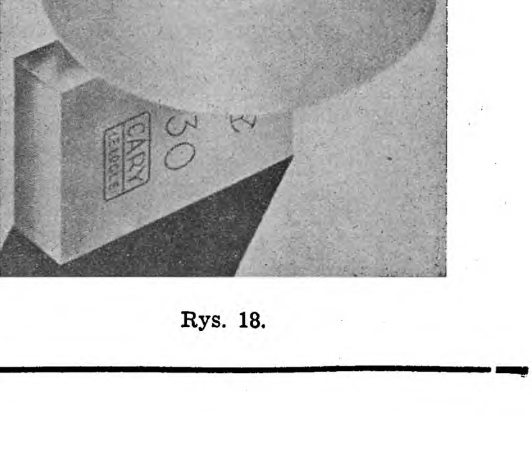


a b c d

Rys. 17.

Rys. 16 b wskazuje, że powierzchnia ma zakrzywienie w dół przy obu brzegach, natomiast w środku jest dokładnie płaska. Obniżenie przy bokach wynosi 0,4 prążka czyli

$$e = 0{,}4 \cdot \frac{0{,}59}{2} = 0{,}1\ \mu.$$



Rys. 18.

Rys. 16 c — powierzchnia o dwóch wzniesieniach w pobliżu każdej krawędzi bocznej Środek ma prawie tę samą wysokość co krawędzie boczne. Wzniesienia wynoszą $e = 0{,}6$ prążka czyli 0,2 μ. w stosunku do brzegów.

Rys. 16 d — lewa część powierzchni jest płaska, w kierunku ku prawej stronie jest wypukłość wzrastająca w miarę zbliżania się do linii zetknięcia *AB*. Przy *EF* wzniesienie wynosi $e_1 = 0{,}15\ \mu$, przy *GH* $e_2 = 0{,}3\ \mu$.

Rys. 16 e — róg *B* jest obniżony w stosunku do lewej części płaskiej o 0,6 μ.

Rys. 16 f powierzchnia ma 2 wzniesienia w *A* i *B*, na których opiera się płytka *P*. Wzdłuż linii *XY* jest wgłębienie. Ponieważ pomiędzy tą linią a każdym wzniesieniem są 4 prążki, więc różnica poziomów szczytu wzniesienia i dna wgłębienia jest

$$4 \cdot \frac{0{,}59}{2} = 1{,}2\ \mu.$$

Rys. 17 przedstawia fotografie układu prążków interferencyjnych na powierzchniach kilku płytek wzorcowych: a) prążki prawidłowe, powierzchnia dobra, b) powierzchnia zupełnie wadliwa, c) nieregularność pośrodku z powodu rysy powstałej przy hartowaniu, d) powierzchnia płytki grubości 0,5 mm zupełnie nieregularna z powodu wewnętrznych naprężeń (po złączeniu z inną, grubszą płytką, powierzchnia ta okazała się zupełnie dobra).

Rys. 18 przedstawia układ pięknych prążków na powierzchni płytki o prawie nieskazitelnej płaskości.

(d. c. n.)

Prof. dr inż. WACŁAW MOSZYŃSKI

OBLICZENIA ZWIĄZANE Z ZAMIANĄ JEDNOSTEK MIAR

Bardzo często zmuszeni jesteśmy do zmiany jednostek, czy to w obrębie tego samego, np. metrycznego układu, czy też przy przechodzeniu od układu calowego do metrycznego, lub przeciwnie. Mimo, iż związane z tym przeliczenia są niezwykle proste, przecież jednak sprawiają nam one nie raz trudności, lub nawet prowadzą do mylnych wyników.

1. Rozważmy następujące proste zagadnienie.

Oznaczmy przez *L* długość jakiegoś przedmiotu wyrażoną w *m* (metrach); ta sama długość wyrażona w *cm* (centymetrach) wynosiłaby 100 *L*; możemy więc napisać

$$L\ \mathrm{m} = 100\ L\ \mathrm{cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [1]$$

tak samo, jak w tablicach jednostek podaje się 1 m = 100 cm.

Jest to najzupełniej oczywiste. Ale ujmijmy to inaczej i powiedzmy, że $\underset{\mathrm{m}}{L}$ (czytaj *L* nad m) jest liczbą, określającą długość jakiegoś przedmiotu wyrażoną w m, a $\underset{\mathrm{cm}}{L}$ (*L* nad cm) jest długością tego samego przedmiotu wyrażoną w cm; musielibyśmy w tym wypadku napisać równość

$$\underset{\mathrm{m}}{L} = 0{,}01\ \underset{\mathrm{cm}}{L} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [2].$$

Uderza nas pozorna sprzeczność wyrażeń [1] i [2] wynikająca stąd, iż nieraz mieszamy pojęcia wielkości fizycznej, w danym wypadku długości jakiegoś przedmiotu, z liczbą określającą ją w jakichś obranych przez nas jednostkach; właśnie w celu uniknięcia tej pomyłki użyliśmy w drugim wypadku innego sposobu pisania owych liczb, odróżniającego je od właściwej wielkości fizycznej. Moglibyśmy więc napisać

$$L = \underset{\mathrm{m}}{L}\ \mathrm{m} = \underset{\mathrm{cm}}{L}\ \mathrm{cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [3]$$

Długość *L* danego przedmiotu jest niezależna od jednostek, w jakich ją wyrażamy; zmienne są tylko liczby określające ją przy pomocy tych jednostek.

$$\text{Np.}\ L = \underset{\mathrm{m}}{3}\ \mathrm{m} = \underset{\mathrm{cm}}{3 \cdot 100}\ \mathrm{cm} = \underset{\mathrm{cm}}{300}\ \mathrm{cm}$$

Przyzwyczajeni do ustawicznego liczenia w ściśle określonych jednostkach, nie stosujemy na ogół odmiennego sposobu oznaczania wielkości fizycznych i liczb je określających; oczywiście, iż możemy zawsze, w prostych przeliczeniach, pamiętać, jakim jednostkom odpowiada każdy z użytych przez nas symboli; w wielu wypadkach uwaga i pamięć zawodzą i stąd powstają pomyłki.

Podaliśmy wyżej sposób odróżnienia dowolnej wielkości fizycznej *X*, która może być długością, powierzchnią, masą, siłą, szybkością, mocą, natężeniem przepływu i t. d., oraz liczby $\underset{j_x}{X}$ określającej ją we właściwych jej jednostkach j_x m lub cm, m^2 lub cm^2, kg lub g, kG lub G (odróżniliśmy tu wyraźnie jednostki masy kg i g od jednostek siły kG i G), l/min (litry na min). W tym ujęciu rzeczy możemy ogólnie napisać

$$X = \underset{j_x}{X} \cdot j_x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [4]$$

Jest to właściwie jak gdyby uproszczony sposób pisania tożsamości

$$X = \frac{X}{j^x} \cdot j_x \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad [5]$$

Możemy to rozciągnąć na wszelkie zależności i wszelkie przeliczenia.

Np. jeżeli wielkość X była wyrażona w jednostce danej j_d, a obecnie ma być wyrażona w jednostce nowej j_n, to, ponieważ

$$X = \underset{j_d}{X} \cdot j_d = \underset{j_n}{X} \cdot j_n$$

między liczbami, wyrażającymi te wielkości w jednostce dawnej i nowej, zachodzi zależność

$$\underset{j_n}{X} = \underset{j_d}{X} \cdot \frac{j_d}{j_n} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad [5a]$$

Np. wartość $X = 5$ m³, podana w litrach, wyraziłaby się liczbą

$$\underset{j_n}{X} = 5 \frac{m^3}{l} = 5 \cdot 1000 = 5000.$$

Rozważmy np. zależność, określającą natężenie przepływu Q przez przewód o przekroju F przy średniej prędkości przepływu v; powyższe wielkości fizyczne wiąże zależność:

$$Q = F \cdot v \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad [6]$$

Przechodząc do liczb, określających je w obranych jednostkach j_Q, j_F i j_v mielibyśmy zgodnie z [4]:

$$\underset{j_Q}{Q} = \left(\frac{j_F \cdot j_v}{j_Q}\right) \underset{j_F}{F} \cdot \underset{j_v}{v} = k \cdot \underset{j_F}{F} \cdot \underset{j_v}{v} \quad . \quad [7]$$

W wyrażeniu tym k jest współczynnikiem liczbowym, którego wartość zależy od obranych jednostek; jeżeli jednostki te są jednorodne, t. zn. bezpośrednio wynikające z trzech jednostek podstawowych, np. g, cm, sec, albo kG, m, sec, wówczas współczynnik k jest zawsze równy jedności i wzór [7] sprowadza się do postaci wyjściowej [6].

Stańmy np. na gruncie drugiego z układów; mielibyśmy $j_Q = 1$ m³/sec, $j_F = 1$ m², $j_v = 1$ m/sec, i $k = \frac{j_F \cdot j_v}{j_Q} = \frac{m^2 \cdot m/sec}{m^3/sec} = 1.$

Jeżeli jednak przyjmiemy inne jednostki, np. $j_Q = 1$ l/min, $j_F = 1$ cm² i $j_v = 1$ m/sec, znajdziemy $k = \frac{cm^2 \cdot m \cdot min}{sec \cdot l} = \frac{cm^2 \cdot 100\,cm \cdot 60\,sec}{sec \cdot 1000\,cm^3} = 6$, mielibyśmy więc

$$\underset{l/min}{Q} = 6 \cdot \underset{cm^2}{F} \cdot \underset{m/sec}{v} \quad . \; . \quad [8]$$

Przypuśćmy, że przewód ma przekrój kołowy o średnicy d; mielibyśmy ogólnie

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{v},$$

skąd

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1{,}128 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad . \; . \; . \quad [9]$$

wzór ważny, o ile przyjmiemy jako jednostki np. m, m³/sec i m/sec.

Przyjmując jednak inne jednostki, np. cm, l/min i m/sec, napisalibyśmy, przekształcając podobnie, jak poprzednio we wzorze [7]

$$d = \frac{1{,}128}{cm} \sqrt{\frac{l \cdot sec}{min \cdot m}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}} =$$

$$= 1{,}128 \sqrt{\frac{1000\,cm^3 \cdot sec}{cm^2 \cdot 60\,sec \cdot 100\,cm}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}} \approx$$

$$\approx 0{,}46 \sqrt{\frac{Q}{v}}\,cm \quad . \; . \; . \; . \quad [10]$$

Uprościliśmy tu pisownię, pomijając kłopotliwe pisanie jednostek pod symbolami poszczególnych wielkości; umówmy się bowiem, że symbole wprowadzone do wzorów, są zawsze liczbami, określającymi rozważane wielkości w wiadomych jednostkach. Powrócimy jednak do owej pisowni, ilekroć będzie to konieczne przy przeliczaniu wzorów, związanych z przejściem do innych jednostek.

Ogólną zasadę przeliczania okażemy na przykładzie przekształcenia wzoru [8] przy przyjęciu jednostek l/h (litry na godzinę), mm² i dcm/sec. Przekształcenie polegać będzie na mnożeniu i dzieleniu poszczególnych wyrazów przez nowe jednostki i na przegrupowaniu dokonanym w sposób następujący:

$$\underset{l/h}{Q} = \underset{l/min}{Q} \cdot \frac{l \cdot h}{min \cdot l} = 6 \cdot \underset{cm^2}{F} \cdot \underset{m/sec}{v} \cdot 60 =$$

$$= 360 \cdot \underset{mm^2}{F} \cdot \frac{mm^2}{cm^2} \cdot \underset{dcm/sec}{v} \cdot \frac{dcm \cdot sec}{sec \cdot m} =$$

$$= 360 \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}1 \cdot \underset{mm^2}{F} \cdot \underset{dcm/sec}{v},$$

czyli:

$$\underset{l/h}{Q} = 0{,}36 \underset{mm^2}{F} \cdot \underset{dcm/sec}{v}.$$

Ten sposób rozwiązywania jest kłopotliwy, lecz wyłączający możliwość pomyłek. Można to znacznie uprościć, pisząc bezpośrednio wg [8] nową zależność w nowoobranych jednostkach:

$$\frac{Q}{60} = 6 \cdot \frac{F}{100} \cdot \frac{v}{10},$$

skąd

$$Q = 0{,}36\, F\, v \;\; l/h;$$

musimy tu jednak uważać, by nie popełnić pomyłki, nieustannie pamiętając o dawnych i nowych jednostkach:

$$\underset{\text{l/min}}{Q} = \frac{\underset{\text{l/h}}{Q}}{60}, \quad \underset{\text{cm}^2}{F} = \frac{\underset{\text{mm}^2}{F}}{100} \quad \text{i} \quad \underset{\text{m/sec}}{v} = \frac{\underset{\text{dcm/sec}}{v}}{10}.$$

Może, być korzystne dodawanie tu, dla odróżnienia górnych wskaźników np.

$$\underset{\text{m/sec}}{v} = \frac{\underset{\text{dcm/sec}}{v'}}{10}.$$

2. Przejdźmy do przeliczeń, zachodzących przy przechodzeniu z układu calowego do metrycznego. Przypuśćmy, że w jakimś piśmie angielskim czytamy, iż w opisywanej tam konstrukcji użyto stal stopową o granicy wytrzymałości 150.000 lbs/sq in (funtów na 1 cal kwadratowy). Nie mamy jeszcze wyczucia wielkości tych jednostek, nie mamy pod ręką gotowych tablic przeliczeniowych, musimy obliczyć to sami.

Piszemy: 1'' = 2,54 cm, 1 cal² = (2,54 cm)² = 6,45 cm², 1 lb = 0,4536 kG.

A więc naprężenie

$$\underset{\text{kG/cm}^2}{s} = \underset{\text{lb/cal}^2}{s} \cdot \frac{\text{lb} \cdot \text{cm}^2}{\text{cal}^2 \cdot \text{kG}} = \frac{0{,}4536}{6{,}45} \cdot \underset{\text{lb/cal}^2}{s} = 0{,}0703 \underset{\text{lb/cal}^2}{s} = \frac{1}{14{,}22} \cdot \underset{\text{lb/cal}^2}{s}.$$

A więc

$$s = 150\,000 \text{ lb/cal}^2 = \frac{150\,000}{14{,}22} \approx 10550 \text{ kG/cm}^2.$$

Te same spółczynniki pozwolą nam przeliczać ciśnienia, panujące w kotłach, czy silnikach, naciski powierzchniowe czopa w łożysku, stalowej kulki na bieżni łożyska tocznego i td.

3. Przypuśćmy, iż w podręczniku amerykańskim znaleźliśmy wzór *Buckinghama* na obliczanie nadwyżki dynamicznej obciążenia koła zębatego, mający postać:

$$F_i = \frac{0{,}05\ V\ (Kf + F_t)}{0{,}05\ V + \sqrt{Kf + F_t}} \qquad [11],$$

w którym F_t jest siłą odwodową w lb, F_i szukaną nadwyżką dynamiczną w lb, V prędkością odwodową w stopach na minutę, f szerokością wieńca w calach, K spółczynnikiem o wymiarze lb/cal, zależnym od własności sprężystych materiału wieńców obydwóch współpracujących kół i błędów ich wykonania; wartości K zawarte są w podanej obok wzoru tablicy. Przeliczając wzór, wprowadzimy jednocześnie stosowane u nas powszechnie oznaczenia; zmiana symboli jest i z tego tu względu korzystna, iż zapobiega pomyłkom. Przygotujmy przeliczenie:

Wiemy, że

1 ft = 1 stopa = 12'' = 30,48 cm = 0,3048 m Wobec tego:

$$\underset{\text{ft/min}}{V} = \underset{\text{m/sec}}{v} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{min}}{\text{sec} \cdot \text{ft}} = \frac{60}{0{,}3048} \cdot \underset{\text{m/sec}}{v} \approx 197 \underset{\text{m/sec}}{v},$$

$$\underset{\text{b/cal}}{K} = \underset{\text{kG/cm}}{c} \cdot \frac{\text{kG} \cdot \text{cal}}{\text{cm} \cdot \text{lb}} = \frac{2{,}54}{0{,}4536} \cdot \underset{\text{kG/cm}}{c} = 5{,}6 \underset{\text{kG/cm}}{c};$$

$$\underset{\text{cal}}{f} = \underset{\text{cm}}{b} \cdot \frac{\text{cm}}{\text{cal}} = \frac{1}{2{,}54} \underset{\text{cm}}{b};$$

$$\underset{\text{lb}}{F} = \underset{\text{kG}}{P} \cdot \frac{\text{kG}}{\text{lb}} = \frac{1}{0{,}4536} \underset{\text{kG}}{P}.$$

Teraz możemy już podstawić do wzoru [11]:

$$\frac{P_d}{0{,}4536} = \frac{0{,}05 \cdot 197\, v \left(5{,}6\, c \cdot \frac{b}{2{,}54} + \frac{P}{0{,}4536}\right)}{0{,}05 \cdot 197\, v + \sqrt{5{,}6\, c \cdot \frac{b}{2{,}54} + \frac{P}{0{,}4536}}},$$

skąd:

$$P_d = \frac{v\,(bc + P)}{v + \frac{1}{0{,}05 \cdot 197 \sqrt{0{,}4536}} \sqrt{bc + P}} = \frac{v\,(bc + P)}{v + 0{,}15 \sqrt{bc + P}} \text{ kG}$$

Umyślnie nie robiliśmy tu żadnych uproszczeń, które łatwo można było wyprowadzić, stwierdziwszy, iż F_i, Kf i F_t wyrażone są w lb i występują we wszystkich wyrazach liczników obydwóch stron zależności; możemy je więc wprost zastąpić przez P_d, bc i P wyrażone w kG, pomijając przeliczanie; podobnie rzecz miałaby się pod pierwiastkiem w mianowniku, gdzie czynnik $\frac{1}{\sqrt{0{,}4536}}$ możemy od razu wyprowadzić przed pierwiastek; jednak lepiej jest być ostrożnym, unikać skrótów, bo stąd częste pomyłki.

Tablicę wartości K przeliczylibyśmy wg zależności odwróconej, pisząc $c = \frac{K}{5{,}6}$, czyli zmniejszając w stosunku 5,6 krotnym liczby podane w tablicy; podobnie przemnożylibyśmy przez 25,4 błędy wykonania zębów, chcąc je wyrazić w mm, zamiast w calach; oczywiście, iż są dopuszczalne tu zaokrąglenia, gdyż i wzory wyjściowe były zaokrąglone.

4. Jako drugi przykład weźmy przeliczenie wzorów, do których wchodzą temperatury, wyrażane w stopniach F (Fahrenheita). Jak wiemy posiłkujemy się w przeliczeniach zależnością:

$$\underset{\text{C}}{t} = \frac{1}{1{,}8} (\underset{\text{F}}{t} - 32) \quad . \quad . \quad . \quad [12]$$

Przypuśćmy, iż w podręczniku znaleźliśmy wzór, określający zdolność naturalnego rozpraszania ciepła przez łożyska ślizgowe, w postaci:

$H = k(t_b - t_a)$ ft . lb per sq in. per min [13]

(stopo-funtów na cal² i min.), w którym k jest współczynnikiem, zależnym od postaci łożyska i warunków chłodzenia, mających wymiar $\frac{ft \,.\, lb}{n^2 \,.\, {}^0F \,.\, min}$; jego liczbowe wartości podane są w tablicy. Wzór powyższy przeliczymy w kcal/cm². C. h, jednostkach u nas stosowanych (w kilokaloriach na cm², C i godzinę). Wiemy, iż 1 kcal = 427 kGm. Z zależności [12] wynika, że

$$\underset{F}{t} = 1{,}8\,\underset{C}{t} + 32 \text{ i że } \underset{F}{t_b} - \underset{F}{t_a} = 1{,}8\,(\underset{C}{t} - \underset{C}{t_o}).$$

Zależność [13] możemy napisać, zastępując oznaczenie H przez powszechnie u nas stosowane oznaczenie Q:

$$\underset{\frac{ft \,.\, lb}{cal^2 \,.\, min}}{H} = \underset{\frac{kcal}{cm^2 \,.\, h}}{Q}\ \frac{kcal \,.\, cal^2 \,.\, min}{cm^2 \,.\, h \,.\, ft \,.\, lb} =$$

$$= \frac{427\ kG \,.\, m \,.\, cal^2 \,.\, min}{cm^2 \,.\, h \,.\, ft \,.\, lb}\, Q = \frac{427 \,.\, 6{,}45}{0{,}4536 \,.\, 0{,}3048 \,.\, 60}\, Q =$$

$$= 332\, Q = k \,.\, 1{,}8\,(t - t_0), \text{ skąd } Q = 0{,}0057 \,.\, k\,(t - t_0) =$$

$$= B\,(t - t_0)\ kcal/cm^2 .\ C \,.\, h;$$

nowy współczynnik $B = 0{,}0057\ k$.

Możemy posiłkować się współczynnikami z owej tablicy, mnożąc je przez 0,0057, przy czym temperaturę t czopa i t_0 środowiska otaczającego wyrażamy w stopniu Celsiusza. Zaznaczmy, że wzór dotyczy zewnętrznej powierzchni łożyska, a nie czynnej powierzchni czopa $\pi\, d\, l$, jak to się zwykło u nas obliczać. Również przyjęcie pierwszej potęgi różnicy temperatur nie odpowiada istotnym warunkom rozpraszania ciepła przez kadłuby łożysk. Przeliczenie powyższe dokonaliśmy jedynie dla przykładu.

5. Przypuśćmy, że górną wartość opałową jakiegoś płynnego paliwa określono na 21000 BTU per lb: określamy ją w kcal/kG. Jednostką ilości ciepła w krajach używających cala ang. jest 1 BTU (British Thermal Unit) = 778,26 ft . lb = 778,26

$$= 778{,}26 \frac{ft \,.\, lb}{kG \,.\, m} \,.\, kGm =$$

$$= 778{,}26 \,.\, 0{,}3048 \,.\, 0{,}4536\ kGm =$$

$$= 107{,}6 \,.\, kGm = 107{,}6 \,.\, kcal \,.\, \frac{kGm}{kcal} =$$

$$= \frac{107{,}6}{427}\ kcal = 0{,}252\ kcal.$$

A więc

$$Q = 21000 \frac{BTU}{lb} = 21000 \,.\, \frac{BTU \,.\, kG}{lb \,.\, kcal} \,.\, kcal/kG =$$

$$= 21000 \,.\, \frac{0{,}252}{0{,}4536} = 21000 \,.\, 0{,}555 = 11660\ kcal/kG.$$

Określiliśmy więc zależność zasadniczą 1 BTU/lb = 0,555 kcal/kG.

6. W krajach cala angielskiego niektóre wielkości są ujmowane zupełnie inaczej, niż w krajach miar metrycznych; dotyczy to np. określania skoku gwintów i modułu w kołach zębatych. Skoki gwintów określa się ich ilością na cal (threads per inch); oznaczmy przez i tę ilość; w grubych gwintach wyraża się ona nieraz liczbami ułamkowymi np. $i = 3\frac{1}{4}$ sk/1". Skok tego gwintu jest oczywiście

$$h = \frac{1''}{i}\ cali = \frac{1}{i} \,.\, \frac{1''}{mm}\ mm = \frac{25{,}4}{i}\ mm;$$

dla przytoczonego gwintu byłoby

$$h = \frac{25{,}4}{3\frac{1}{4}} = \frac{25{,}4 \,.\, 4}{13} \approx 7{,}82\ mm.$$

Rozmiary zębów kół określa się, w odniesieniu do drobniejszych zębów, — podziałką średnicową $P = \frac{N}{D''}$, gdzie $N = z$ jest ilością zębów, a D'' średnicą podziałową w calach.

Nasze moduły

$$m = \frac{D\ mm}{z} = \frac{25{,}4\ D''}{N} = \frac{25{,}4}{P}\ mm,$$

lub

$$P = \frac{25{,}4}{m}\ \text{zębów / 1'' średnicy.}$$

Te podziałki P (diametral pitch) stosuje się od najdrobniejszych zębów (np. $P = 50$) do $P = 1$; przy grubszych zębach najczęściej rozmiar ich określa się podziałką obwodową P' (circular pitch) w calach; odpowiada to naszej podziałce t, przy czym $t = 25{,}4\ P'$ mm, czyli

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{25{,}4}{\pi} \,.\, P' = 8{,}08\ P'\ mm,$$

lub

$$P' = \frac{m}{8{,}08}\ cali.$$

Inż.-mech. KAZIMIERZ OCHĘDUSZKO

SPRAWDZANIE GRUBOŚCI ZĘBÓW W WALCOWYCH KOŁACH ZĘBATYCH

Sprawdzanie grubości zębów jest jednym z podstawowych pomiarów, jaki musi być przeprowadzony celem zapewnienia swobodnego zazębiania się kół. Ponieważ jednak niektóre ze sposobów mierzenia lub sprawdzania są uzależnione od wymiarów i dokładności wykonania średnicy wierzchołkowej lub średnicy dna wrębów, przeto w niniejszym artykule omówimy również sprawdzanie tych średnic [1]).

1. Sprawdzanie średnicy wierzchołkowej

Sprawdzanie średnicy wierzchołkowej jest koniecznie, aby mieć gwarancję, że zęby nacięte będą miały odpowiednie wymiary wysokościowe; za duża średnica wierzchołkowa może spowodować zbyt mały luz wierzchołkowy, uniemożliwiając normalną pracę kół.

Przyjmuje się, że średnica ta jest wykonana z dokładnością wg 10 klasy ISA, a więc na h 10 lub H 10 (przy wewnętrznym uzębieniu). Ponadto należy zwrócić uwagę, aby bicie walca wierzchołkowego zawarte było w bardzo ciasnych granicach, a więc conajwyżej 0,05 mm.

2. Sprawdzanie średnicy dna wrębów

Zęby nacina się na głębokość:

$$h_z = 2\,ym + l_w \quad . \; . \; . \; . \quad [1]$$

gdzie h_z — wysokość zęba — mm, y — współczynnik wysokości zęba [2]), m — moduł — mm, l_w — luz wierzchołkowy — mm
przy czym przyjmuje się [3])

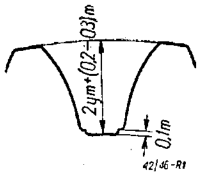
$$l_w = (0{,}1 \div 0{,}3)\ m \quad . \; . \; . \quad [2]$$

lub średnio

$$l_w = 0{,}2\ m \quad . \; . \; . \; . \; . \quad [3]$$

Wartość średnią podaje się na rysunku wykonawczym.

Nadmieniamy przy tym, że luz ten jest potrzebny, aby wierzchołek zęba mógł przejść swobodnie obok dna wrębu koła współpracującego. Przyjmujemy więc jako najmniejszy luz = 0,1 m. W wypadku jednak, gdy obróbkę zęba przeprowadza się oddzielnie zgrubną i oddzielnie wykończającą, pożądaną jest rzeczą, aby narzędzie wykończające obrabiało tylko boki zęba; uzyskuje się bowiem wówczas nie tylko gładsze i dokładniejsze boki, lecz również „bicie" uzębienia jest mniejsze. Skoro więc przy wykończającym przejściu (może nim być, oczywiście, zarówno frezowanie, struganie lub dłutowanie, jak też i szlifowanie) narzędzie nie powinno dotykać dna wrębów, przeto musimy dopuścić osadzenie (schodek) u podstawy zęba (rys. 1).



Rys. 1. Określenie luzu wierzchołkowego.

Jeśli schodek ten ma leżeć poniżej toru, jaki zakreśla wierzchołek zęba koła współpracującego, to musi znajdować się poniżej tego toru o minimalny luz, który przyjmujemy $l_w = 0{,}1\ m$. Wobec tego w operacji zgrubnego nacinania musi być ten luz większy i wynosić $l_w = (0{,}2$ do $0{,}3)\ m$.

Stąd pochodzi konieczność sprawdzania średnicy dna wrębów d_s, którą oblicza się z wzoru:

$$d_s = d_w - 2\,ym - 2\,l_w \quad . \; . \; . \quad [4]$$

gdzie d_w — średnica wierzchołkowa — mm.

3. Sprawdzanie grubości zębów

a. *Uwagi ogólne.*

Aby zazębienie odbywało się bez przeszkód, wystarczy teoretycznie, aby suma grubości zęba jednego koła i grubości zęba koła współpracującego, mierzone po łukach kół podziałowych (lub tocznych) [2]), była równa podziałce nominalnej (tocznej).

Wzór ogólny na grubość zęba g po łuku koła podziałowego brzmi:

$$g = \frac{m\,\pi}{2} \pm 2\,x\,m\,\mathrm{tg}\,\alpha \quad . \; . \; . \quad [5]$$

gdzie: x — współczynnik przesunięcia zarysu boku zęba (przy zębach korygowanych), a α — kąt przyporu.

Praktycznie jednak zazębienie w takich warunkach jest niemożliwe, bo nastąpiłoby zakleszczenie się zębów, które może nastąpić wskutek:

1) Na łamach „Mechanika" zostaną zamieszczone dalsze artykuły o pomiarach kół zębatych.
Redakcja.

2) Bliższe dane w książce autora pt. „Koła zębate w przystępnym zarysie" tom I.

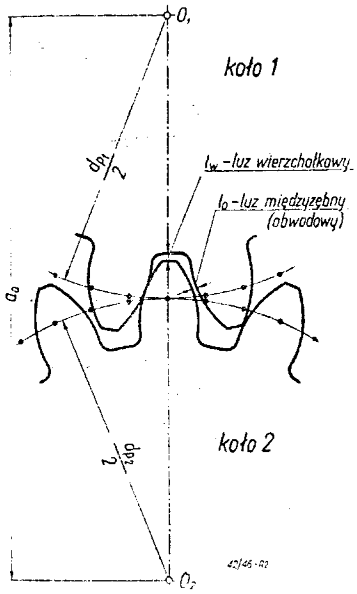
3) W dawniejszej literaturze oraz starych konstrukcjach spotykamy $l_w = {}^1/_6\ m$.

a) zwiększenia wymiaru przy nagrzaniu się kół podczas pracy;

b) nieuniknionych błędów wykonania zębów (błędy podziałki, bicie uzębienia, nieprawidłowość i niegładkość boków zębów);

c) trudności utrzymania ściśle teoretycznej odległości osi w skrzynkach, w które mają być koła wmontowane.

Wobec czego musimy przewidzieć luz (międzyzębny (rys. 2). Luz ten uzyskuje się przez



Rys. 2. Luz wierzchołkowy i międzyzębny podczas pracy pary kół.

zmniejszenie grubości zębów w każdym z kół o $^1/_2$ luzu międzyzębnego, niezależnie od tego, czy zęby są zerowe czy też korygowane [2]).

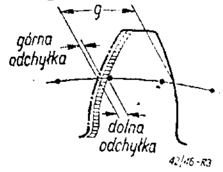
Wielkość tego luzu podaje tablica I.

TABLICA I

Wielkość luzów międzyzębnych — mm

Moduł m mm	Diametral Pitch DP	Luz najmniejszy	luz największy	
			zęby szlifowane	zęby strugane, frezowane
1	24	0,05	0,075	0,1
1,5	16	0,05	0,075	0,1
2	12	0,075	0,1	0,13
2,5	10	0,075	0,1	0,13
3	8	0,1	0,13	0,15
4	6	0,13	0,18	0,2
5	5	0,15	0,2	0,25
6	4	0,2	0,25	0,3
8	3	0,25	0,3	0,4
10	2,5	0 3	0,4	0,5
12	2	0,4	0,5	0,6
16	1,5	0,5	0,7	0,8
24	1	0,75	1,0	1,25

Należy ponadto zwrócić uwagę, że, zgodnie z rys. 3, winna być przewidziana górna i dolna odchyłka od wymiaru teoretycznego.



Rys. 3. Określenie górnej i dolnej odchyłki grubości zęba.

Górną odchyłkę tworzy ½ najmniejszego luzu z tab. I, zaś odchyłkę dolną utworzy ½ luzu największego. *W rysunku należy podawać wymiar teoretyczny* i obok niego obie odchyłki. Podawanie bowiem wymiaru teoretycznego ma umożliwić sprawdzenie obliczenia, gdyby został na rysunku napisany wymiar wadliwy.

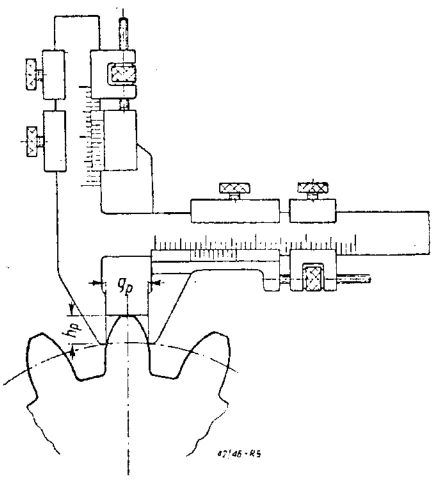
b. Pomiar grubości zęba.

Grubości zęba nie można mierzyć bezpośrednio po łuku koła, lecz po cięciwie. Może być przy tym dokonywany pomiar zarówno grubości zęba, jak również szerokości wrębu. Zestawienie na rys. 4 podaje różne metody tych pomiarów.

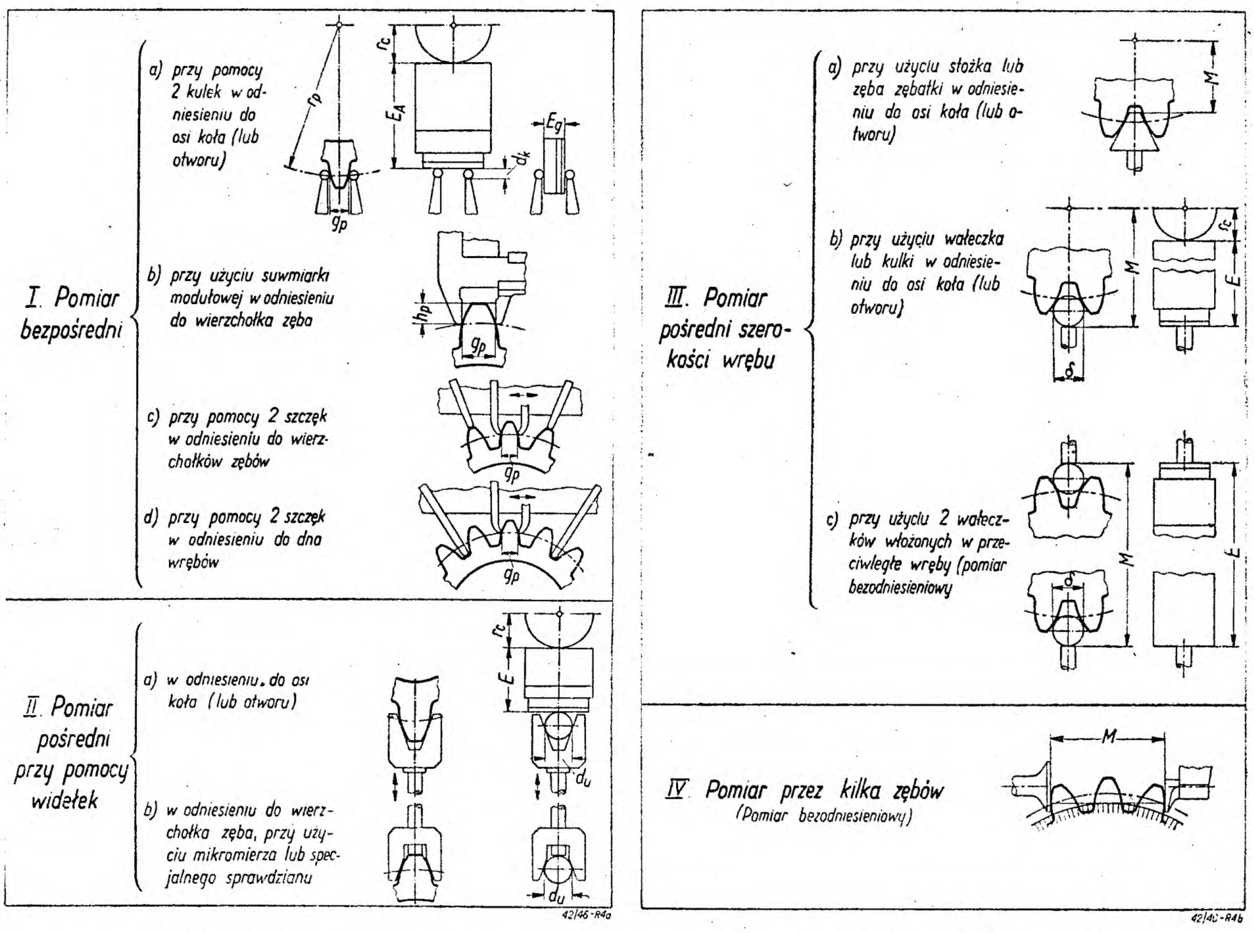
Metody te mogą być bezpośrednie i pośrednie, bezodniesieniowe i odniesieniowe. Spośród wyszczególnionych na rys. 4 metod pomiarowych, przyjęły się w praktyce metody Ib, IIIc i IV, ponadto zaś dla bardzo dokładnych pomiarów, dokonywanych w laboratoriach, metoda Ia. Pozostałe metody nie przyjęły się z tego powodu, że albo nastręczają duże trudności obliczeniowe i ustawcze, albo wymagają wykonania oddzielnych elementów pomiarowego przyrządu w zależności od modułu oraz kąta przyporu.

1) Pomiar przy użyciu suwmiarki modułowej.

Najpopularniejszym przyrządem do pomiaru grubości zęba jest suwmiarka modułowa (rys. 5) lub mikrometr modułowy (rys. 6).

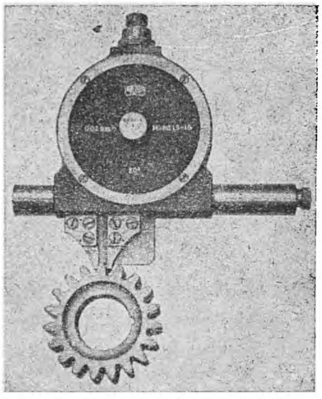


Rys. 5. Suwmiarka modułowa.



Rys. 4. Zestawienie różnych metod pomiarów grubości zęba lub szerokości wrębu.

Dokładność pomiarów, dokonywanych tymi przyrządami wynosi 0,02 mm. Głębokość pomiaru oraz grubość zęba po cięciwie oblicza się z wzorów (rys. 7)


Rys. 6. Mikrometr modułowy

$$g_p = z \,.\, m \,.\, \sin \varphi \quad \ldots\ldots \quad [6]$$

$$h_p = h_g + \frac{z \,.\, m}{2} (1 - \cos \varphi) \quad \ldots\ldots \quad [7]$$

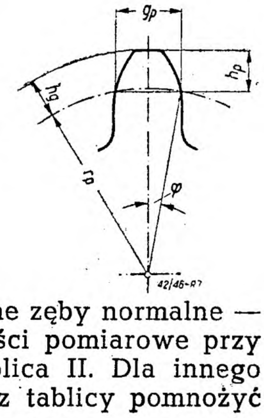
gdzie g_p — grubość pomiarowa zęba (po cięciwie) — mm

h_p — głębokość pomiarowa zęba — mm

h_g — wysokość głowy zęba — mm

φ — ½ środkowego kąta grubości zęba w stopniach; kąt ten oblicza się ze wzoru:

$$\varphi = \frac{180 \,.\, g}{\pi \,.\, m \,.\, z} \quad \ldots\ldots \quad [8]$$



Rys. 7. Obliczenie głębokości i grubości pomiarowej zęba.

Jeżeli mają być mierzone zęby normalne — zerowe [2]), wówczas wartości pomiarowe przy module $m = 1$ podaje tablica II. Dla innego modułu, należy wartości z tablicy pomnożyć przez ten moduł.

Przykład 1. Obliczyć wartości pomiarowe zęba normalnego — zerowego w kole o $z = 25$, $m = 5$.

Z tablicy II odczytujemy dla $z = 25$, $h'_g = 1{,}0246$, $g'_p = 1{,}5697$, dla modułu $m = 5$, mamy więc:

$h_g = 1{,}0246 \,.\, 5 \approx 5{,}12$ oraz $g_p = 1{,}5697 \,.\, 5 \approx 7{,}85$.

TABLICA II

Głębokość i grubość pomiarowa zęba normalnego-zerowego dla $m = 1$

Ilość zębow z	h'_p	g'_p	Ilość zębów z	h'_p	g'_p
10	1,0615	1,5643	30	1.0206	1,5700
11	1,0559	1.5654	32	1,0192	1,5701
12	1,0513	1.5663	34	1,0182	1,5702
13	1 0473	1,5669	35	1.0176	1,5702
14	1,0441	1,5674	36	1,0171	1,5703
15	1.0411	1,5679	38	1.0162	1,5703
16	1,0385	1,5682	40	1.0154	1,5704
17	1,0363	1,5685	42	1,0146	1,5704
18	1,0342	1.5688	44	1,0141	1,5704
19	1,0324	1,5690	45	1,0137	1,5704
20	1,0308	1,5692	46	1,0134	1,5705
21	1 0293	1.5693	48	1,0128	1,5706
22	1 0281	1,5694	50	1,0123	1,5707
23	1,0268	1,5695	55	1,0112	1,5707
24	1 0257	1,5696	60	1,0103	1,5708
25	1,0246	1,5697	70	1 0088	1,5708
26	1,0237	1,5697	80	1,0077	1,5708
27	1,0228	1,5698	97	1,0064	1 5708
28	1,0221	1,5699	127	1,0063	1.5708
29	1,0212	1.5700	135	1,0045	1.5708
			zębatka	1,0000	1,5708

Wartości te są teoretyczne, w praktyce należy uwzględnić odchyłki górną i dolną.

Z tablicy I odczytamy dla $m = 5$ — najmniejszy luz $= 0{,}15$ mm, luz największy w przypadku zębów struganych $= 0{,}25$, zas dla zębów szlifowanych $= 0{,}20$

Zatem odchyłki wyniosą:

odchyłka górna = ½ luzu najmniejszego = $= 0{,}075 \approx 0{,}08$ mm,

odchyłka dolna dla zębów struganych = = ½ luzu największego $\approx 0{,}13$ mm,

odchyłka dolna dla zębów szlifowanych $\approx 0{,}1$ mm, zatem na rysunku winna być wpisana wartość:

$$g_p = 7{,}85^{-0{,}08}_{-0{,}13},$$

gdy zęby będą strugane.

Przykład 2. Obliczyć wartości pomiarowe zęba o $z = 15$, $m = 5$, $\alpha = 15^0$, $x = +0{,}4$, zęby normalne. Ze względu na to, że zęby są korygowane, nie możemy skorzystać z tablicy II.

Z wzoru [5] obliczamy:

$$g = \frac{5 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0{,}4 \cdot 5 \cdot \mathrm{tg}\, 15^0 = 7{,}854 +$$

$$+ 4 \cdot 0{,}26795 = 8{,}926 \text{ mm.}$$

Z wzoru [8] mamy:

$$\varphi = \frac{180 \quad 8{,}926}{\pi \cdot 5 \cdot 15} = 6{,}819^0 = 6^0 49' 08'',$$

a dla tego kąta mamy: $\sin \varphi = 0{,}11873$, oraz $\cos \varphi = 0{,}99292$, zatem z wzoru [6] otrzymamy:

$$g_p = 15 \cdot 5 \cdot 0{,}11873 \approx 8{,}905 \text{ mm.}$$

Odchyłki w tym wypadku są takie same jak w poprzednim przykładzie.

Chcąc obliczyć wysokość pomiarową, musimy wpierw obliczyć wysokość głowy zęba. Z zasad konstrukcji kół zębatych[2] wiemy, że $h_g = ym + xm$. Tutaj $y = 1$, $m = 5$, $x = +0{,}4$, zatem $h_g = 5 + 0{,}4 \cdot 5 = 7$ mm.

Z wzoru więc [7] otrzymujemy:

$$h_p = 7 + \frac{15 \cdot 5}{2}(1 - 0{,}99292) = 7 + 37{,}5 \cdot 0{,}00708 =$$

$$= 7{,}266 \text{ mm.}$$

Gdy w kole mamy zęby zerowe niskie ($y < 1$), lub wysokie ($y > 1$), wówczas wartość grubości zębów można obliczyć bezpośrednio na podstawie wartości z tablicy II, zaś wysokość pomiarową obliczymy dla zębów niskich odejmując wartość $(1 - y)m$, a dla zębów wysokich dodając wartość $(y - 1)m$, gdzie y — współczynnik wysokości zęba[2]).

Ta metoda pomiarowa ma tę wadę, że dokładność pomiaru jest niewystarczająca (0,02 mm), ponadto zaś po zużyciu się krawędzi pomiarowych przyrządu, grubość zęba jest w rzeczywistości większa niż wypada z pomiaru. Dalszą wadą jest to, że dokładność pomiaru jest uzależniona od dokładności wykonania walca wierzchołkowego (pomiar jest *odniesieniowy)*. Jeśli więc średnica wierzchołkowa jest mniejsza od teoretycznej, wówczas pomiar grubości zęba będzie dokonany poniżej średnicy podziałowej koła, a wynik pomiaru wadliwy. Jeśli ponadto średnica wierzchołkowa wykazuje znaczne bicie względem osi obrotów, wówczas w różnych miejscach na obwodzie pomiar wykaże różne grubości.

Przy mierzeniu grubości zębów w *kole walcowym o zębach śrubowych* należy pamiętać, że

we wzory [5] [6] [7] i [8] należy wstawić wartości m_n zamiast m

we wzory [6] [7] i [8] należy ponadto wstawić z_{zast} zamiast z, przy czym:

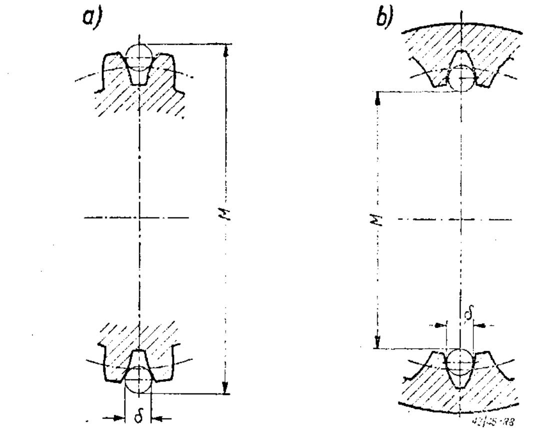
$$z_{zast} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [9]$$

gdzie m_n — moduł normalny (narzędzia), z_{zast} — zastępcza ilość zębów, β — kąt pochylenia linii zęba do osi koła.

Jeżeli w kole walcowym o zębach śrubowych mamy zęby normalne — zerowe, wówczas wystarczy obliczyć z_{zast}, a odpowiednie wartości pomiarowe można obliczyć na podstawie tablicy II dla zastępczej ilości zębów.

2) *Pomiar przy użyciu dwóch wałeczków włożonych w przeciwległe wręby.*

W tej metodzie wałki o ściśle określonej średnicy wkładamy w przeciwległe wręby



Rys. 8. Pomiar grubości zębów przy pomocy dwóch wałeczków.

i mierzymy długość M (rys. 8). Średnice wałków mogą być w zasadzie różne, lecz wtedy późniejsze obliczenia wymiaru M są dość złożone, a przez to dla celów warsztatowych nieporęczne i kłopotliwe. W wypadku jednak, gdy średnica wałeczków pomiarowych wyniesie:

$$\delta = \frac{m\pi}{2} \cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [10]$$

wówczas, przy niekorygowanych zębach bez luzu, osie wałków pomiarowych znajdują się dokładnie na okręgu koła podziałowego, a więc:

przy parzystej ilości zębów w mierzonym kole:

$$M_p = d_p \pm \delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [11]$$

zaś dla nieparzystej ilości zębów w mierzonym kole

$$M_n = d_p \cos\frac{90}{z} \pm \delta \quad . \quad . \quad . \quad [12]$$

gdzie: znak + jest dla uzębienia zewnętrznego (rys. 8 a),

znak — jest dla uzębienia wewnętrznego (rys. 8 b),

TABLICA III

Średnica wałków pomiarowych: $\delta = \frac{m\pi}{2} \cdot \cos\alpha$

Moduł	dla kąta przyporu		Moduł	dla kąta przyporu	
	$\alpha = 15^0$	$\alpha = 20^0$		$\alpha = 15^0$	$\alpha = 20^0$
1	1,517	1 476	3,5	5,310	5,166
1 25	1,897	1,845	3,75	5,690	5,535
1,5	2,276	2.214	4	6,069	5,904
1,75	2,655	2,583	4,5	6,828	6,642
2	3,035	2,952	5	7,586	7,380
2,25	3,414	3,321	6	9.104	8,856
2,5	3,793	3 690	7	10,621	10 332
2,75	4,173	4,059	8	12.138	11 809
3	4,552	4,428	9	13,655	13,285
3,25	4,931	4,797	10	15,173	14,761

d_p — średnica podziałowa, δ — średnica wałeczka pomiarowego, M_p, M_n — wielkość pomiarowa dla parzystej i nieparzystej ilości zębów. Średnice wałeczków z wzoru [10] podaje tablica III.

Cenną zaletą tej metody jest, prócz prostoty obliczeń wielkości pomiarowej M, jeszcze to, że, niezależnie od ilości zębów w kole, można dla jednego modułu i kąta przyporu użyć tych samych wałeczków.

Gdy zęby są wykonane z luzem, wówczas wielkość luzu obliczyć można z wzorów:

dla parzystej ilości zębów

$$l_0/2 = (M_p - M_{pm}) \sin\alpha \quad . \quad . \quad [13]$$

dla nieparzystej ilości zębów

$$l_0/2 = (M_n - M_{nm}) \frac{\sin\alpha}{\cos\frac{90}{z}} \quad . \quad . \quad [14]$$

gdzie: M_{pm} i M_{nm} — zmierzone wartości

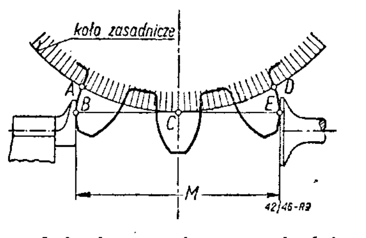
M_p i M_n — teoretyczne wartości z wzoru [11] lub [12],

Dla uzębienia wewnętrznego we wzorach [13] i [14] należy przestawić wzajemnie M_p z M_{pm} oraz M_n i M_{nm}.

Dla zębów korygowanych metoda ta wymaga specjalnych obliczeń.

Wadą tej metody jest to, że przy normalnych zębach wałki są schowane, a przez to pomiar jest utrudniony.

3) *Pomiar grubości zęba przez kilka zębów* (rys. 9 i 10).



Rys. 9. Uzasadnienie pomiaru grubości zęba przez kilka zębów.

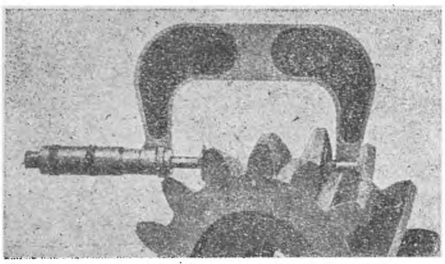
Zasada pomiaru jest widoczna z rys. 9. Linia pomiarowa BE jest styczna do koła zasadniczego, przy czym długość tej stycznej wynosi:

$$M = \overline{BE} = \overline{BC} + \overline{CE}$$

lecz z zasady powstawania ewolwenty wiemy, że:

$$\overline{BC} = \widehat{AC} \text{ i podobnie } \overline{CE} = \widehat{CD}$$

zatem $M = \overline{BE} = \widehat{ACD}$.



Rys. 10. Pomiar przez kilka zębów koła o śrubowych zębach.

Dalsze obliczenie jest oparte na własnościach funkcji ewolwentowej i ostatecznie wyraża się wzorem:

dla zębów prostych

$$M = \frac{zm}{2} \cdot \cos\alpha \left[(2n-1)\frac{\pi}{z} + 2(\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{arc}\alpha)\right] \pm 2\,xm\sin\alpha \quad . \quad . \quad [15]$$

gdzie: n — ilość zębów objętych pomiarem (patrz: wzór [16] oraz tablica IV i V).

Znak $+$ obowiązuje w przypadku przesunięcia zarysu na zewnątrz koła, znak — obowiązuje w przypadku wgłębienia zarysu ku wnętrzu koła.

Ilość zębów objęta pomiarem winna być taka, aby styk szczęk pomiarowych występował w okolicy koła podziałowego i daje się obliczyć z wzoru:

$$n = z \cdot \frac{\alpha^0}{180^0} + 0{,}5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [16]$$

mamy więc dla $\alpha = 15^0$ $\quad n = \frac{z}{12} + 0{,}5$

dla $\alpha = 20^0$ $\quad n = \frac{z}{9} + 0{,}5$

Metoda ta jest *bezodniesieniowa,* wobec czego inne wymiary koła nie wpływają na dokładność pomiarów (również bicie uzębienia

TABLICA IV

Wartości M' przy pomiarze przez kilka zębów dla $\alpha = 15^0$ i $m = 1$ (zęby zerowe bez luzu, $x = 0$ $g = t/_2$,).

z	n	M'	z	n	M'	z	n	M'
12		4,6231	42		10,8704	72	6	17,1177
13		6290	43		8763			
14		6350	44		8823	73		20,1582
15		6409	45	4	8882	74		1641
16		6469	46		8942	75		1701
17		6528	47		9001	76		1760
18	2	6587	48		9060	77		1819
19		6647				78		1879
20		6706	49		13,9465	79	7	1938
21		6766	50		9525	80		1998
22		6825	51		9584	81		2057
23		6884	52		9643	82		2116
24		6944	53		9703	83		2176
			54		9762	84		2235
25		7,7349	55	5	9822			
26		7408	56		9881	85		23,2640
27		7567	57		9940	86		2699
28		7527	58		14,0000	87		2759
29		7586	59		0059	88		2818
30		7646	60		0119	89		2878
31	3	7705				90		2937
32		7764	61		17,0523	91	8	2996
33		7824	62		0583	92		3056
34		7883	63		0642	93		3115
35		7943	64		0702	94		3175
36		8002	65		0761	95		3234
			66	6	0820	96		3293
37		10,8407	67		0880			
38		8466	68		0939	97		3698
39	4	8526	69		0999	98		3758
40		8585	70		1058	99	9	3817
41		8645	71		1117	100		3876

dla innego modułu należy wartość M' pomnożyć przez ten moduł: $M = M' \cdot m$.

TABLICA V

Wartości M' przy pomiarze przez kilka zębów dla $\alpha = 20^0$ i $m = 1$ (zęby zerowe bez luzu, $g = t/_2$, $x = 0$).

z	n	M'	z	n	M'	z	n	M'
9		4,5542	39		13,8308	69		23,1074
10		5683	40		8448	70	8	1214
11		5823	41		8588	71		1354
12		5963	42	5	8728	72		1494
13		6103	43		8868			
14	2	6243	44		9008	73		26,1155
15		6383	45		9148	74		1295
16		6523				75		1435
17		6663	46		16,8810	76		1575
18		6803	47		8950	77	9	1715
			48		9090	78		1855
19		7,6464	49		9230	79		1995
20		6604	50	6	9370	80		2135
21		6744	51		9510	81		2275
22		6884	52		9650			
23	3	7025	53		9790	82		29,1937
24		7165	54		9930	83		2077
25		7305				84		2217
26		7445	55		19,9591	85		2357
27		7585	56		9732	86	10	2497
			57		9872	87		2637
28		10,7246	58		20,0012	88		2777
29		7386	59	7	0152	89		2917
30		7526	60		0292	90		3057
31		7666	61		0432			
32	4	7806	62		0572	91		32 2719
33		7946	63		0712	92		2859
34		8086				93		2999
35		8226	64		23,0373	94		3139
36		8367	65		0513	95	11	3279
			66	8	0653	96		3419
37		13,8028	67		0793	97		3559
38	5	8168	68		0933	98		3699

dla innego modułu należy wartość M' pomnożyć przez ten moduł: $M = M' \cdot m$.

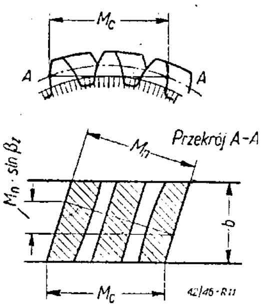
nie wywiera wpływu). Należy jednak zwrócić uwagę na to, że pomiar ten jest obarczony błędami podziałek zębów, objętych pomiarem. Dlatego też należy na kole wykonać kilka pomiarów i uznać za właściwą wartość przeciętną.

Dla zębów śrubowych daje się również ten pomiar przeprowadzić, lecz prostopadle do linii zębów (rys. 10 i 11), a wówczas:

$$M_n = \frac{z \cdot m_n}{2} \cdot \cos \alpha_n \left[(2n-1)\frac{\pi}{z} + 2(\text{tg}\,\alpha_c - \text{arc}\,\alpha_c)\right] \pm 2mx_n \sin \alpha_n \quad [17]$$

przy czym:

$$\text{tg}\,\alpha_c = \frac{\text{tg}\,\alpha_n}{\cos \beta} \quad [18]$$



Rys. 11. Pomiar przez kilka zębów koła o śrubowych zębach.

α_n — normalny kąt przyporu (narzędzia)

α_c — czołowy kąt przyporu

β — kąt pochylenia linii zęba do osi koła.

Ilość zębów objętych pomiarem oblicza się z wzoru [16] przy uwzględnieniu α_c zamiast α. Pomiar ten można przeprowadzić pod założeniem, że:

$$b > M_n \cdot \sin \beta \quad [19]$$

Obliczone wg wzorów [15] i [17] wartości pomiarowe są teoretyczne, od których należy odjąć odchyłki tworzące luz, a więc ½ wartości z tabeli I.

Przykład 3. Obliczyć wartość pomiarową przez kilka zębów dla koła walcowego śrubowego o $z = 12$, $m_n = 5$, $\alpha_n = 20^0$, $\beta = 25^0$, bez przesunięcia zarysu zęba ($x = 0$).

Z wzoru [18] otrzymamy $\alpha_c = 20^0\,52{,}8'$,
$\text{tg}\,\alpha_c - \text{arc}\,\alpha_c = 0{,}019714$.

Ilość zębów objętych pomiarem obliczymy z wzoru [16] przy uwzględnieniu α_c,

$$n = 12 \cdot \frac{21{,}88}{180^0} + 0{,}5 \approx 2$$

zatem:

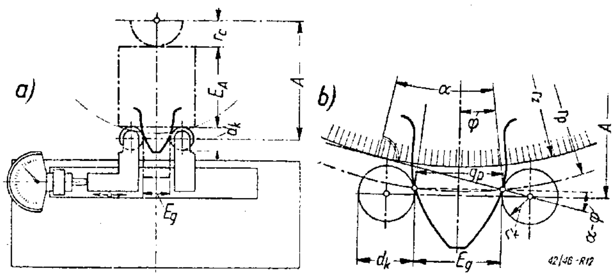
$$M_n = \frac{12 \cdot 5}{2} \cos 20^0 \left[(2 \cdot 2 - 1)\frac{\pi}{12} + 2 \cdot 0{,}019714\right] = 23{,}253 \text{ mm.}$$

Przyjąwszy, że zęby będą strugane, odczytamy z tablicy I luz najmniejszy = 0,15, a największy = 0,25: wobec czego na rysunku winien być wstawiony wymiar,

$$M_n = 23{,}253 \begin{smallmatrix}-0{,}08\\-0{,}13\end{smallmatrix}$$

Obecnie ustalimy na podstawie wzoru [19] jaką szerokość winien mieć wieniec koła, aby pomiar przez dwa zęby mógł być przeprowadzony:

$$b > 23{,}253 \cdot \sin 25^0, \quad b > 9{,}9 \text{ mm.}$$



Rys. 12. Pomiar grubości zęba przy użyciu przyrządu ze szczękami o zakończeniu kulistym.

4) *Pomiar bezpośredni przy pomocy dwóch szczęk kulisto zakończonych (rys. 4 — 1a).*

Ta metoda pomiaru jest stosowana do pomiarów laboratoryjnych, gdy zależy na bardzo dużej dokładności; do ustawienia przyrządu do tego pomiaru potrzeba (rys. 12):

1) ustalić odległość A od środka koła do kulek pomiarowych o średnicy d_k tak, aby kulki dotykały boków zębów na kole podziałowym,

2) ustalić wzajemną odległość kulek od siebie E_g.

Odległość A obliczy się z wzoru:

$$A = \frac{mz}{2} \cos \varphi + \frac{d_k}{2} \sin (\alpha - \varphi) \quad [20]$$

Odległość kulek od siebie E_g wynosi:

$$E_g = mz \sin \varphi - d_k\,[1 - \cos(\alpha - \varphi)] \quad [21]$$

Ustawienie odległości A przeprowadza się, wstawiając między czop o promieniu r_c (rys. 12 a) i kulki stos płytek wzorcowych o długości:

$$E_A = A - \left(r_c + \frac{d_k}{2}\right) \quad [22]$$

przy czym wartość kąta φ oblicza się z wzoru [8].

Przykład 4. Obliczyć wartości ustawcze dla koła z przykładu 2.

W przykładzie tym mieliśmy wartości:

$\varphi = 6^0 49' 08''$, oraz $\sin \varphi = 0{,}11873$, $\cos \varphi = 0{,}99292$

Z wzoru [20] przy przyjęciu $d_k = 3$ otrzymamy:

$$A = \frac{5 \cdot 15}{2} \cdot 0{,}99292 + \frac{3}{2} \sin (15^0 - 6^0 49' 08''),$$
$$A = 37{,}446 \text{ mm.}$$

Z wzoru [22] obliczymy:

$$E_g = 5 \cdot 15 \cdot 0{,}11873 - 3\,[1 - \cos(15^0 - 6^0 49' 08'')],$$
$$E_g = 8{,}875 \text{ mm.}$$

Inż.-mech. STANISŁAW SZULC

O GŁADKOŚCI POWIERZCHNI

Gładkość powierzchni stała się, dzięki możności jej liczbowego określenia, nowym zasadniczej wagi narzędziem w ręku konstruktora, podobnie jak układ tolerancyj wymiarów.

Poza umożliwieniem zamienności części, tolerancja wymiarów ma na celu ustalić rozmiary i dozwolone granice takich luzów pomiędzy częściami współpracującymi mechanizmu, któreby dawały pewność jego prawidłowej pracy i dostatecznej trwałości. Sam luz jednakże, nie gwarantuje trwałości mechanizmu, bowiem części ruchome zużywają się pod działaniem sił, powodując tym samym wzrost luzów i równoczesny spadek trwałości i sprawności mechanizmu. Nadmiernie szybkiemu zużyciu części zapobiega m. in. gładkość ich powierzchni narażonych na zużycie, co powoduje, że trwałość mechanizmu jest w równym stopniu zależną od gładkości powierzchni, jak i od tolerancji wymiarów przedmiotu. Im te powierzchnie są gładsze, tym większą jest powierzchnia ich przylegania, tym mniejszy nacisk jednostkowy, tym lepsze smarowanie, a dzięki tym wszystkim czynnikom — tym mniejsze zużycie części w pracy.

Korzyści, wynikające ze zwiększenia powierzchni przylegania, wywołane wzrostem ich gładkości, mogą wyrazić się dwojako: albo możliwością zwiększenia dopuszczalnych nacisków bez obawy wywołania zatarcia, albo też zwiększeniem okresu trwania mechanizmu przy niezwiększonych naciskach.

Pierwszy wypadek można zobrazować faktem, że polepszenie przeciętnej gładkości powierzchni (zmniejszenie chropowatości) z 0,5 na 0,35 μ pozwoliło w pewnym przypadku zwiększyć obciążenie z 800 kG na 2150 kG, czyli 2,7-krotnie zanim nastąpiło zatarcie *(Clay)*. W drugim wypadku jako przykład może posłużyć fakt, że współczesny samochód amerykański jest jeszcze zdatnym do ruchu po przebyciu ok. 160.000 km bez kapitalnego remontu. Dla porównania przytoczyć można, że liczba ta, przy dotychczasowych wykonaniach wahała się w granicach 45 ÷ 65.000 km (r. 1934 — 6).

Zagadnienie gładkości powierzchni nie jest nowe. Prawie równocześnie z wprowadzeniem układu pasowań zaczęto stosować na rysunkach znaki określające rodzaj obróbki (t. zw. *znaki obróbki* [1]), a przez to, pośrednio, gładkość powierzchni. Z braku innego określenia znak obróbki stanowił dodatek do tolerancji wymiarów; uważano bowiem, że głównie zacieśnienie tolerancji wymiaru jest tym czynnikiem, który równocześnie normuje gładkość powierzchni. Powiązanie gładkości powierzchni z tolerancją wymiaru okazało się jednak niesłuszne: powodowało bowiem zbyteczne zacieśnianie tolerancji wykonania w tych wszystkich przypadkach, gdy zależało nam jedynie na uzyskaniu powierzchni o znacznej gładkości. Powodowało to znaczny, a nieuzasadniony wzrost kosztów wykonania.

Uzupełnienie znaków rysunkowych obróbki stanowiły wzorce, wprowadzone w naszym przemyśle przez niektóre fabryki około r. 1930. Sposób wzrokowego porównania gładkości przedmiotu obrabianego z wzorcem, jakkolwiek prymitywny, oddawał pewne usługi. Zakres tych usług był jednak bardzo ograniczony, głównie przez to, że sposób ten oparty na ocenie indywidualnej nie mógł stać się czynnikiem decydującym w rozstrzyganiu różnicy zdań co do wystarczającej lub niewystarczającej gładkości przedmiotu.

Pierwszą podstawową pracą, która przeprowadziła analizę geometrycznych kształtów powierzchni i ujęła określenie gładkości przy pomocy parametrów liczbowych, była praca *prof. Schmaltza* opublikowana w r. 1936. Praca ta zawiera projekt ujęcia liczbowego gładkości powierzchni dla 44 wypadków obróbki mechanicznej i ręcznej dla zakresu 0,3 do 1000 μ niegładkości (chropowatości) powierzchni. Dane te w porównaniu do osiągnięć obecnych posiadają już tylko wartość historyczną.

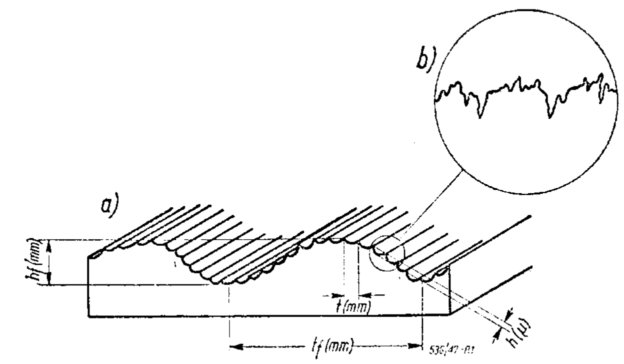
Badania nad istotą gładkości powierzchni zapoczątkowano w USA w r. 1930, w Anglii w r. 1939, a definicja i liczbowe określenie gładkości zostały ujęte w normę w trzech krajach: w Anglii, w Związku Radzieckim i w USA.

Według obecnego stanu znajomości zagadnienia, potocznie używane pojęcie *gładkości powierzchni* ujmuje zbiorowe cechy geometrycznej struktury powierzchni, nie posiada przy tym odpowiednika liczbowego. Kształt i gładkość powierzchni obrobionej przedmiotu należy uważać za odwzorowanie ruchów narzędzia, oraz jako wynik warunków, w których skrawanie przebiegało. Mają więc na gładkość powierzchni wpływ takie czynniki jak: stan obrabiarki (luzy, prostoliniowość prowadnic i t. p.), stan krawędzi tnącej narzędzia, warunki skrawania, obrabialność materiału skrawanego i tp.

[1]) Patrz Polska Norma PN/o — 530 z 1932 r. W obecnie opracowanych normach — porównaj *„Mechanik"* Nr 10 — 11/47 str. 429 — nazwa „znak obróbki" zastąpiona została przez *„znak gładkości"*. *(Przyp. Red.)*.

Nierówność powierzchni jest wypadkową nierównością składowych dwojakiego rodzaju: systematycznych i przypadkowych. Przy rozpatrywaniu zagadnienia gładkości zajmujemy się badaniem tylko nierówności systematycznych, traktując nierówności przypadkowe jako skazy.

Na strukturę geometryczną powierzchni (rys. 1) składają się dwa rodzaje nierówności



Rys. 1. Struktura geometryczna powierzchni

systematycznych a mianowicie:

a) *chropowatość* o podziałce t i wysokości h pochodząca od działania ostrza narzędzia i jego posuwu;

b) *falistość* o podziałce t_f i wysokości h_f spowodowana ugięciem narzędzia (np. freza na trzpieniu) drganiem, obecnością naprężeń wewnętrznych w materiale obrabianym, niejednolitością materiału itp.

Niegładkość powierzchni można więc uważać jako wypadkową chropowatości, nałożonej na powierzchnię falistą. Oba wymienione rodzaje nierówności są systematyczne t. zn. powtarzają się w sposób mniej lub więcej prawidłowy, można więc mówić o ich podziałce, wysokości itp., jak w odniesieniu do obrazu ruchu drgającego.

Rys. 1a przedstawia schematycznie profil powierzchni w dużym powiększeniu. Falistość i jej podziałka t_f i wysokość h_f są wyraźnie widoczne. Powierzchnia falista pokryta jest chropowatością o znacznie mniejszym rzędzie wielkości. Charakter tych nierówności obrazuje rys. 1b — będący powiększeniem fragmentu rys. 1a.

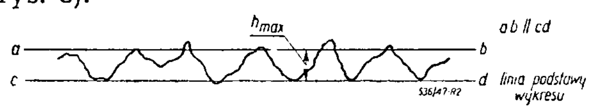
Jednostką pomiarową podziałek i wysokości falistości jest w układzie metrycznym — milimetr, zaś w układzie calowym — cal. Podobnie ma się sprawa z podziałką t, natomiast wysokość h wyrażamy w układzie metrycznym w mikronach (μ) zaś w układzie calowym w mikrocalach (mu. in.[2]).

Z obu omówionych powyżej rodzajów nierówności powierzchni, większe znaczenie posiada chropowatość, która występuje zawsze, podczas gdy falistość, która jest związana w dużym stopniu ze stanem maszyny jest przy obecnej znajomości zagadnienia mniej dokładnie zbadana. W dalszym ciągu treści artykułu zajmiemy się wyłącznie zagadnieniem chropowatości.

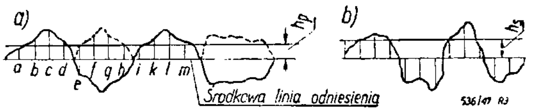
[2]) 1 mu. in. $= 10^{-6}$ cala $= 0{,}025\,\mu$; $1\,\mu = 40$ mu. in.

Najczęściej stosowaną wielkością, której używa się dla określenia *chropowatości* jest wysokość zarysu powierzchni obrobionej (h na rys. 1).

Wysokość tę można wyrażać jako *wysokość maksymalną* (h_{max}), mierzoną jako odległość dwóch prostych poprowadzonych przez przeciętne położenie grzbietów i dolin krzywej (rys. 2) lub też jako *przeciętną wysokość profilu* h_p, lub *średnią wysokość profilu* h_s (rys. 3).



Rys. 2. Wyznaczenie z wykresu maksymalnej wartości chropowatości



Rys. 3. Wyznaczenie wartości chropowatości przeciętnej h_p i średniej h_s

Wielkości (parametry) h_p i h_s mierzy się od linii zwanej *środkową linią odniesienia*, przy czym wartość h_p jest równa średniej arytmetycznej rzędnych krywej, zaś wartość h_s jest równa pierwiastkowi kwadratowemu średniej arytmetycznej kwadratów rzędnych wykresu.

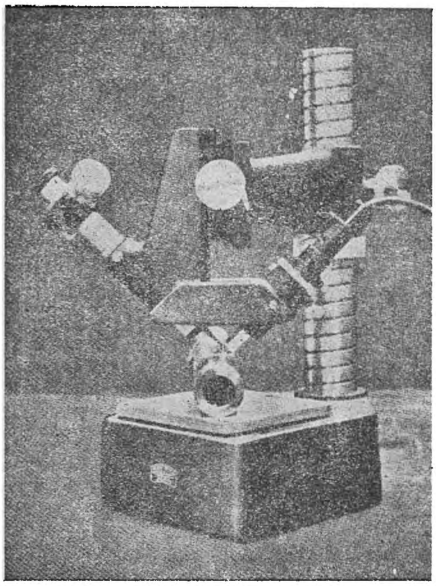
Jak z powyższego wynika wymienione parametry, którymi przyjęto wyrażać nieregularności powierzchni, nie oznaczają jej gładkości, lecz przeciwnie — jej chropowatość[3]).

Do wyznaczania liczbowego wspomnianych paramentrów jest nieodzowne przedstawienie zarysu powierzchni w takim powiększeniu, aby go można było zmierzyć. Do tego celu istnieje cały szereg instrumentów, z których jako najczęściej stosowane należy wymienić *instrumenty optyczne* i *instumenty rysikowe.*

Instrumenty optyczne umożliwiające porównania wyglądu powierzchni badanej z powierzchnią wzorcową dają obraz powierzchni w powiększeniu 40$^{\times}$. Do tego typu instrumentów należą komparatory: *Klemma, Buscha, Vickersa* i *Taylor — Hobsona.*

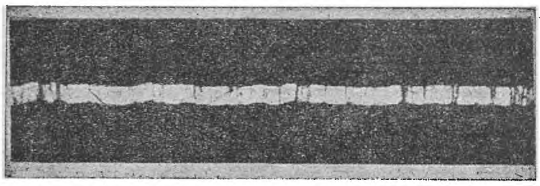
[3]) W żadnym języku z wyjątkiem polskiego, omawiana właściwość powierzchni nie została określona jako *„gładkość"*. Wyrazy: ang. *roughness* i niem. *Rauhigkeit* mają w polskim języku zupełnie dobry odpowiednik *chropowatość*, która może być ujęta liczbowo jako parametr struktury geometrycznej powierzchni.

Instrumentem optycznym dającym obraz zarysu powierzchni w powiększeniu do 1000^x jest *profilometr Schmaltza* (rys. 4).



Rys. 4. Profilometr *Schmaltza*

Rys. 5 przedstawia profil powierzchni oglądanej w profilometrze *Schmaltza.*



Rys. 5. Profil powierzchni oglądanej w profilometrze *Schmaltza* (h_p = 0,34 μ, h_{max} = 1,90 μ)

Z obrazu tego można zmierzyć wysokość maksymalną profilu h_{max}, ale nie można zmierzyć jego wysokości przeciętnej, ani też średniej (h_p, h_s) .

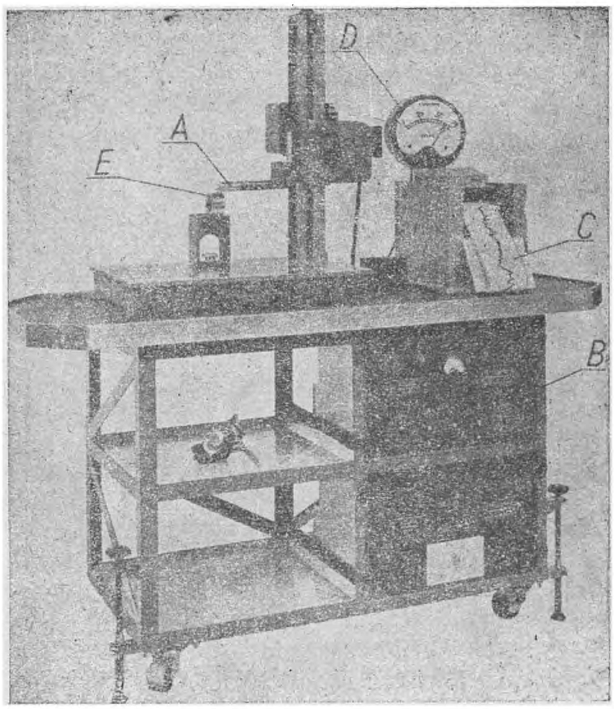
Instrument rysikowy (rys. 6) daje wskazania dwojakiego rodzaju:

a) kreśli powiększone odwzorcowanie profilu powierzchni, otrzymane wskutek ruchu rysika po powierzchni badanej.

b) daje wartość liczbową h_p lub h_s, którą wyznacza w miarę posuwania się rysika po powierzchni badanej.

Wreszcie można dawać wskazania a) i b) jednocześnie.

Wykres zarysu powierzchni wykonany przez instument rysikowy jest powiększeniem rzeczywistego zarysu powierzchni w granicach 150:1 do 200:1 w kierunku poziowym,



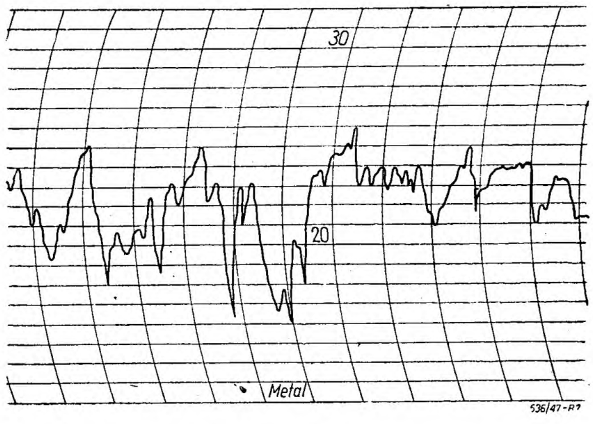
Rys. 6. Aparat rysikowy „Talysurf" wyr. firmy *Taylor - Hobson* w Londynie do bezpośredniego pomiaru gładkości

zaś w granicach od 4000:1 do 40000:1 w kierunku pionowym. Powiększenie to może być dobierane dowolnie.

Rys. 7 przedstawia profil powierzchni szlifowanej, uzyskany przy pomocy instrumentu rysikowego.

Spośród trzech wyżej wymienionych parametrów t. j. h_{max}, h_p i h_s przyjęto ostatnio określać chropowatość powierzchni przy popomocy h_p t. j. średniej arytmetycznej rzędnych zarysu powierzchni.

Niezmiernie ważnym wskaźnikiem gładkości jest krzywa *Abbott — Firestone.*



Rys. 7. Wykres profilu powierzchni szlifowanej uzyskany na aparacie *Taylor - Hobson.*

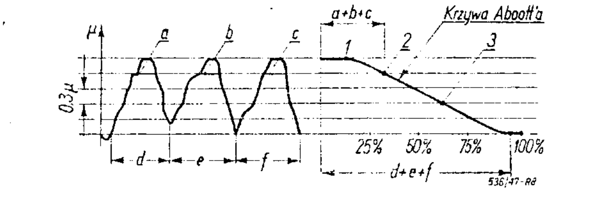
Powiększenia: pionowe — 20000, poziome — 200

Wiadomo, że chropowatość przeszkadza, aby duże powierzchnie stykały się z sobą na całej swej przestrzeni. Z tego powodu wielkość rzeczywistej powierzchni przylegania jest mniejsza od teoretycznej wielkości, wynikającej z rysunku. Polepszenie warunków styku może nastąpić przez dotarcie lub innymi sposobami, które zmierzają do usunięcia grzbietów chropowatości.

Krzywa *Abbott'a* (rys. 8) przedstawia procentowy wzrost rzeczywistej powierzchni nośnej, spowodowany dotarciem wzajemnym obu powierzchni współpracujących przy starciu nierówności o określoną wysokość.

Dla zobrazowania zagadnienia gładkości powierzchni od strony praktycznej niech posłużą dane, które stanowią przeciętne wartości parametru h_p dla poszczególnych rodzajów obróbki (rys. 9).

Jak wynika z rys. 9 najwyższe wymagania gładkości dotyczą prawie wyłącznie obróbki wykończającej i są one w tym zakresie



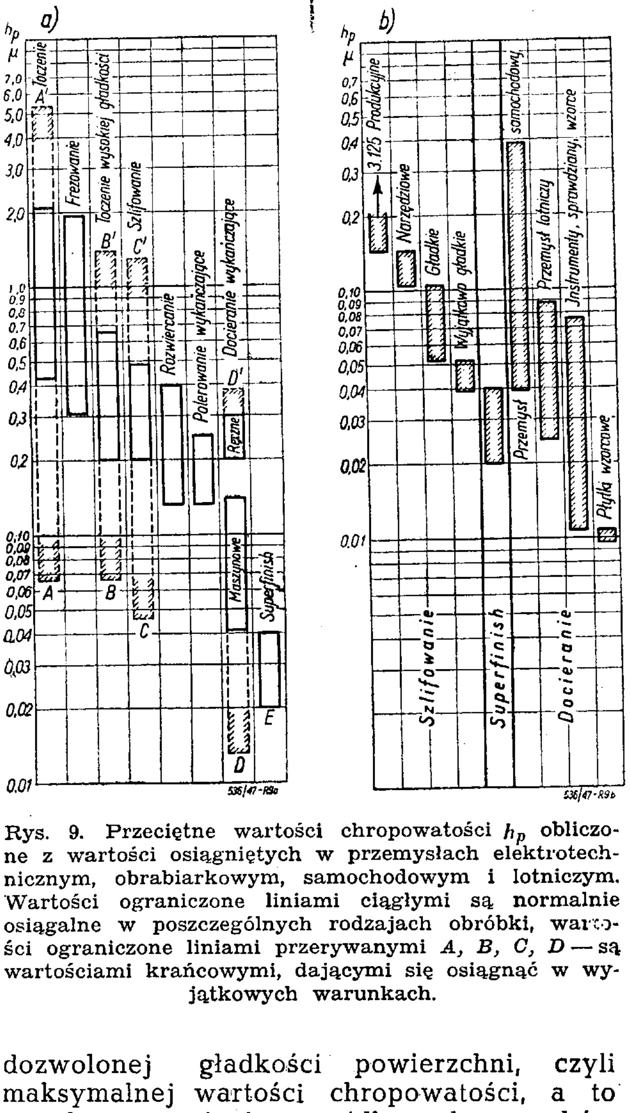
Rys. 8. Wyznaczenie krzywej *Abbott - Firestone*

szczególnie zróżniczkowane. Wartości liczbowe chropowatości dla operacji wykańczających są zawarte w granicach od jednej setnej do kilku dziesiątych części mikrona. Stosownie do tego normy gładkości powinny przewidywać odpowiednią ilość klas w zakresie małych chropowatości.

Charakterystyczne przykrywanie się wzajemne zakresów gładkości powierzchni obrobionych zwykłymi środkami i metodami zaliczonymi do wysokiej klasy wykończenia, świadczy o tym, że z jednej strony nie zbadano dotychczas jaki jest charakterystyczny zakres gładkości dla poszczególnych metod obróbki, z drugiej zaś strony, że wprawdzie gładkość pewnego rzędu jest osiągalna zwykłą metodą, jednakże należy przypuszczać, że czas trwania operacji i koszt jej wykonania tą drogą leży poza granicami opłacalności danej metody obróbki. Widać to z wzajemnego położenia dolnych wartości krańcowych dla poszczególnych rodzajów obróbki (porównaj rys. 9, położenie punktu *A* i *B* z *C* oraz *B*, *C* z *D*, *E)* Przykładem na powyższe jest zakres toczenia nożem i wykończenie diamentem, docieranie maszynowe i szlifowanie, docieranie maszynowe i superfinish.

Rys. 9b przedstawia niskie wartości skali gładkości (h_p) powiększone w stosunku do rys. 9a. W rys. 9a uwzględniono tylko 3 rodzaje obróbki najwyższej gładkości, oraz porównano zakresy gładkości stosowane przez trzy rodzaje przemysłów, charakteryzujących się najwyższymi wymaganiami wykończenia powierzchni. Wspomniane przykrywanie się zakresów poszczególnych rodzajów obróbki jest tu również widoczne.

Rola konstruktora w zakresie ustalania gładkości powierzchni jest dwojaka. Zadaniem jego z jednej strony jest ustalenie minimalnej



Rys. 9. Przeciętne wartości chropowatości h_p obliczone z wartości osiągniętych w przemysłach elektrotechnicznym, obrabiarkowym, samochodowym i lotniczym. Wartości ograniczone liniami ciągłymi są normalnie osiągalne w poszczególnych rodzajach obróbki, wartości ograniczone liniami przerywanymi *A, B, C, D* — są wartościami krańcowymi, dającymi się osiągnąć w wyjątkowych warunkach.

dozwolonej gładkości powierzchni, czyli maksymalnej wartości chropowatości, a to w celu zapewnienia prawidłowych warunków pracy i odpowiedniej trwałości projektowanej maszyny. Z drugiej strony nie mniej ważnym zagadnieniem konstruktora jest ustalenie górnej granicy dozwolonej gładkości czyli minimalnej wartości chropowatości jako środka zapobiegawczego przeciwko nadawaniu zbyt gładkiego wykończenia powiechniom nie istotnym dla pracy mechanizmu. W ten sposób konstruktor ma bezpośredni wpływ na koszty wykonania.

Inż.-mech. JAN OBALSKI

ZASTOSOWANIE ZJAWISK ELEKTRYCZNYCH DO POMIARÓW WIELKOŚCI NIEELEKTRYCZNYCH

1. Wstęp.

W ostatnich dziesiątkach lat wraz z rozwojem badań nad elektrycznością i magnetyzmem wiele zjawisk z tej dziedziny znalazło zastosowanie przy pomiarach pośrednich różnych wielkości jak: długości, czasu, siły, ciśnienia temperatury itd. Zwłaszcza wynalezienie lamp elektronowych przyczyniło się do rozpowszechnienia elektrycznych metod pomiaru.

Metody elektryczne dają wiele korzyści w porównaniu z innymi. Przyrządy miernicze elektryczne posiadają naogół znacznie większy od innych obszar mierniczy: np. za pomocą amperometrów wskazówkowych bez wzmacniaczy możemy mierzyć prądy od 10^{-9} do 10^5 A, któremu to obszarowi odpowiadałby w dziedzinie długości obszar od 0,1 μ do 10000 km. Wprowadzenie wzmacniaczy daje pod tym względem dalsze możliwości, prawie nieograniczone; przy tym wzmocnienie to nie powoduje skażenia wyniku pomiaru. Pomiary metodą elektryczną pozwalają na łatwe przenoszenie wyników pomiarów na odległość i zapisywanie ich na taśmie bądź obserwowanie na ekranie oscylografu prawie bez bezwładności, co ma znaczenie przy pomiarach wielkości ulegających szybkim zmianom (np. ciśnienia w silnikach szybkobieżnych). Co więcej, na tym samym ekranie możemy mieć jednocześnie wykresy różnych wielkości, co ułatwia ustalanie ich zależności i kontrolę przebiegu zjawisk.

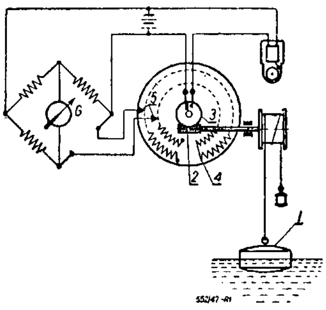
W tym artykule damy pobieżny rzut oka na te nowe metody pomiaru, ze szczególnym uwzględnieniem zasad mierniczych. Rozwinięcie tego obszernego tematu wymagałoby szeregu dalszych artykułów.

2. Pomiary oparte na zmianie oporności elektrycznej

Zjawisko zmiany *oporności elektrycznej* ma zastosowania w licznych rodzajach pomiarów. Przytoczymy kilka przykładów.

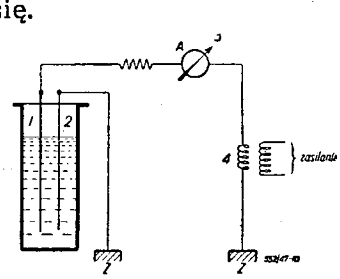
Rys. 1 przedstawia schemat przyrządu do pomiaru poziomu cieczy w zbiorniku. Ruch pływaka *1* za pomocą przekładni ślimakowej *2, 3* powoduje obrót tarczy z oporami *4,* po których ślizgają się kontakty *5.* Dzięki temu zmienia się oporność jednego z obwodów mostku *Wheatstone'a* i wskazówka galwanometru G wychyla się; może on być tak wywzorcowany, aby wskazywał odrazu poziom.

Inne rozwiązanie stanowi układ według rys. 2 bez ruchomych części. Prąd z sieci zasila obwód 4, w skład którego wchodzą dwa pręty *1, 2,* zanurzone w cieczy, oraz sama ciecz. Pręt 1 posiada wysoką oporność, pręt 2 jest



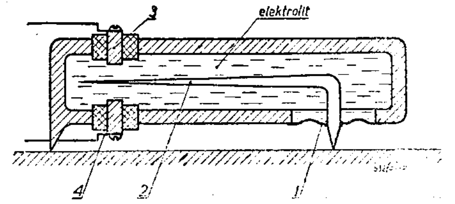
Rys. 1. Pomiar poziomu cieczy w zbiorniku za pomocą zmian oporności.

metalowy. W miarę podnoszenia się poziomu cieczy w zbiorniku oporność obwodu zmniejsza się i wskazówka amperometru A wychyla się.



Rys. 2. Pomiar poziomu cieczy w zbiorniku za pomocą zmian oporności.

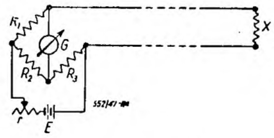
Rys. 3 przedstawia przyrząd do mierzenia odkształceń, a zatem również do mierzenia proporcjonalnych do nich naprężeń. Małe naczyńko o ciężarze ok. 6 G jest zapełnione elektrolitem. Jedna z nóżek, na których opiera się naczyńko, łączy się z nim za pośrednictwem przepony *1* i wchodzi w jego wnętrze, gdzie jest wygięta w kształcie języczka 2. Koniec języczka znajduje się pomiędzy dwiema elektrodami *3,4.* Warstwy cieczy nad języczkiem i pod nim stanowią dwa opory w różnych obwodach. Gdy wskutek wydłużania się badanego elementu nacisk z góry na naczyńko wzrasta, języczek odchyla się i zmienia się grubość obu warstw cieczy, a zatem ulegają zmianie również odpowiednie



Rys. 3. Pomiar naprężeń za pomocą zmian oporności.

opory. Zmiana ta wpływa na wskazanie galwanometru (np. różnicowego).

Rys. 4 przedstawia schemat *termometru oporowego*. Jego zasada miernicza opiera się na tym, że oporność metali wzrasta w sposób ściśle określony ze wzrostem temperatury.

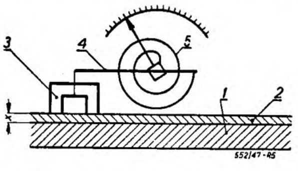


Rys. 4. Pomiar temperatury za pomocą zmian oporności

Opór mierniczy X, stanowiący jeden z czterech oporów układu mostkowego umieszcza się w środowisku, którego temperaturę należy wyznaczyć. Wskutek tego oporność termometru ulega zmianie, powodując zmianę wskazania galwanometru G. Opór X stanowi drut platynowy, niklowy lub żelazny. Przy drucie platynowym istnieje możność pomiaru temperatury od —200 C do 1000 C.

3. Pomiary oparte na zmianie przyciągania magnetycznego

Rys. 5 podaje przykład zastosowania *siły przyciągania magnetycznego do pomiaru grubości*. *1* jest to ciało ferromagnetyczne, t. zn. posiadające zdolność skupiania wielkiej liczby linii magnetycznych, *2* — cienka powłoka diamagnetyczna (czyli rozpraszająca linie magnetyczne; do ciał takich należy bizmut, miedź, wosk i td.); *3* — jest to mały magnes stały, spoczywający na powłoce *2* i przyciągający ciało *1*. Jest on zawieszony na końcu dźwigni *4*. Do prawego końca tej dźwigni jest przymocowana spiralna sprężyna *5*, której drugi koniec jest połączony ze wskazówką.

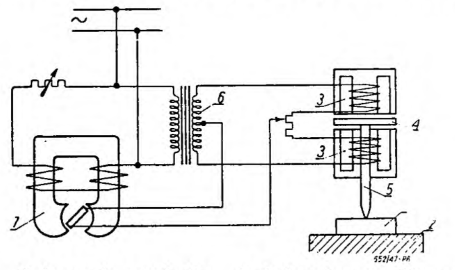


Rys. 5. Pomiar grubości za pomocą zmian przyciągania magnetycznego.

Obracając sprężynę (wraz ze wskazówką) wywieramy na prawy koniec dźwigni nacisk, który będzie się starał ją obrócić. Obserwujemy położenie wskazówki w momencie oderwania się magnesu; odpowiada ono sile niezbędnej do tego oderwania. Siła ta zależy od grubości powłoki *x*. Skala przyrządu może być tak wywzorcowana, aby wskazywała bezpośrednio tę grubość.

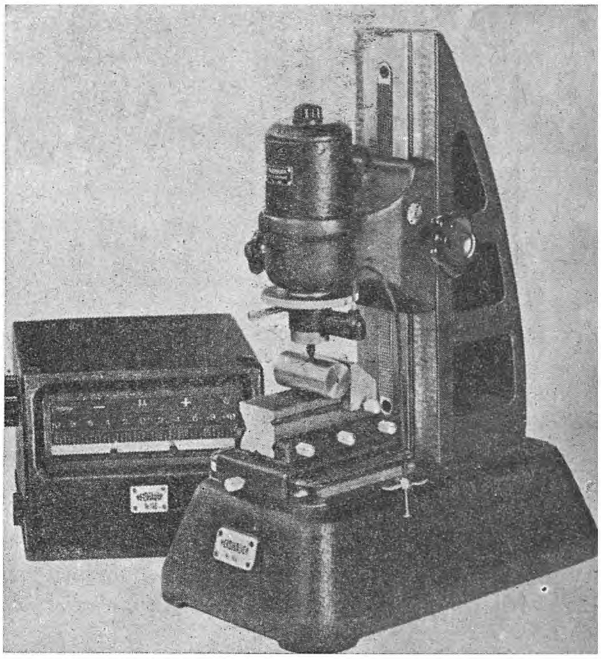
4. Pomiary oparte na zmianie indukcji magnetycznej

Rys. 6 przedstawia schemat, a rys. 7 fotografię *czujnika*, w wykonaniu firmy *Reishauer* w Zürichu. W czujniku tym zależność między wielkością mierzoną, a wskazaniem jest uzyskana drogą zmiany *indukcji magnetycznej*. Na rys. 6 oznacza: *1* — przedmiot, którego wysokość jest mierzona i który spoczywa na stoliku *2*; 3 — uzwojenia elektromagnesów, *4* — kotwicę połączoną z trzpieniem mierniczym 5, 6 — transformator, zasilany z sieci, 7 — wskazującą część przyrządu.



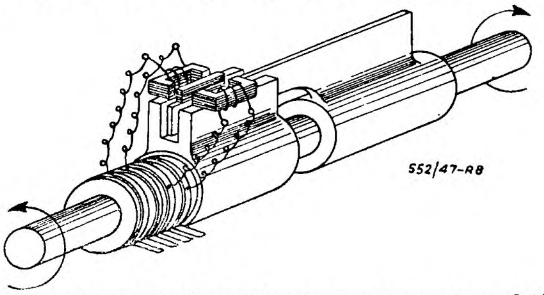
Rys. 6. Schemat czujnika indukcyjnego firmy Reishauer.

Przyrząd jest tak ustawiony, że gdy kotwica 4 znajduje się pośrodku przestrzeni między cewkami *3*, wskazanie przyrządu jest zero; jednocześnie położenie trzpienia ustalone np. za pomocą płytek wzorcowych, odpowiada nominalnej wysokości przedmiotu. Wobec równości oporności magnetycznych w obwodach obu elektromagnesów, prądy z nich płynące są jednakowe. Gdy jednak wysokość przedmiotu *1* jest np. większa niż wartość nominalna, to trzpień *5* wraz z kotwicą *4* znajdzie się powyżej środkowego położenia i wskazówka przyrządu (rys. 7) przesunie się w prawo, podając odchylenie od tej wartości nominalnej. Położenia dodatkowych wskazówek odpowiadają dopuszczalnym odchyleniom.



Rys. 7. Czujnik indukcyjny firmy Reishauer.

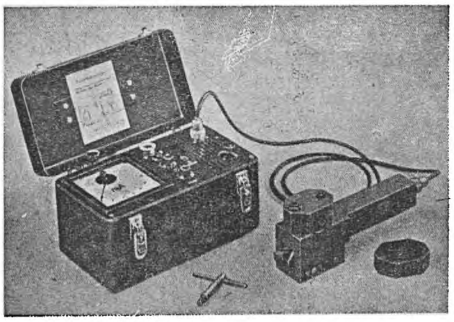
Rys. 8 przedstawia schemat przyrządu *Mahr-Siemensa* o podobnej zasadzie mierniczej, przeznaczonego do mierzenia kątów skręcenia wałów, a zatem również momentów skręcających i mocy. Elektromagnesy są tu umieszczone na



Rys. 8. Przyrząd Mahr-Siemensa do pomiaru kątów skręcenia wałów i przenoszonych mocy.

tulei osadzonej na wale, a miejsce osadzenia kotwicy znajduje się w pewnej od nich odległości. Z rysunku wprost wynika, że skręcenie wału spowoduje zbliżenie się kotwicy do jednego z elektromagnesów, co wywoła zmiany w przypływie prądów.

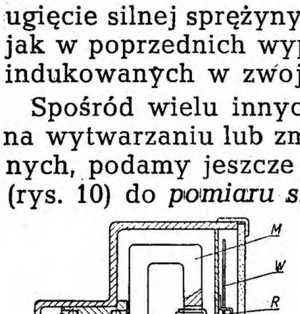
Na rys. 9 widzimy przyrząd *Schallbrocha* i *Schaumanna* do pomiaru oporu skrawania. Uchwyt, przejmujący tę siłę, powoduje małe



Rys. 9. Przyrząd Schallbrocha i Schaumanna do pomiaru oporu skrawania.

ugięcie silnej sprężyny, co wywołuje podobnie jak w poprzednich wypadkach zmianę prądów indukowanych w zwojnicach.

Spośród wielu innych przyrządów opartych na wytwarzaniu lub zmianie prądów indukcyjnych, podamy jeszcze *tachometr magnetyczny* (rys. 10) do *pomiaru szybkości kątowej.*

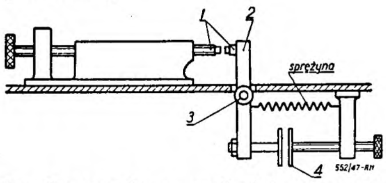


Rys. 10. Schemat tachometru magnetycznego.

Na osi, której liczbę obrotów chcemy wyznaczyć, jest osadzony magnes stalowy *M*. Pomiędzy jego biegunami obraca się współśrodkowy rdzeń żelazny *R*. Pomiędzy biegunami magnesu i rdzeniem znajduje się wąska obwodowa szczelina, w której jest umieszczony bęben miedziany lub aluminiowy *B*, mogący się obracać wraz z połączoną z nim wskazówką *W*. Przy obrocie magnesu powstają wirowe prądy indukowanę w bębnie *B*, które powodują jego skręcenie. Ponieważ prądy te są tym większe, im większa szybkość obrotu, zatem i skręcenie bębna oraz obrót wskazówki będą odpowiednio większe. Skalę wzorcuje się empirycznie.

5. Pomiary oparte na zmianie pojemności

Można uzyskać podobną zmianę prądów indukowanych przez zmianę *pojemności* włączonego w obwód tego prądu kondensatora płytkowego. Mianowicie pojemność kondensatora jest odwrotnie proporcjonalna do odległości jego okładek. Jeżeli jedna z nich będzie nieruchoma, a druga będzie się mogła do niej zbliżać lub oddalać pod wpływem np. zmian długości pręta, to odchylenie wskazówki galwanometru będzie miarą tych zmian. Przyrządy tego rodzaju wymagają stosowania prądów zmiennych o wielkiej częstotliwości. Zaletą w stosunku do przyrządów opartych na zasadzie indukcyjnej (p. 4) jest to, że części ruchome są bardzo lekkie. Przeważnie przyrządy takie stosuje się w połączeniu ze wzmacniaczami lampowymi i oscylografami; będą one omówione obszerniej w dalszym ciągu. Obecnie podamy tylko przykład wyjaśniający zasadę.



Rys. 11. Zasada pomiaru grubości za pomocą zmiany pojemności kondensatora.

Rys. 11 przedstawia mikrometr do ciągłego pomiaru grubości drutu przesuwającego się pomiędzy szczękami *1*, z których prawa może się nieco odchylać powodując obrót ramienia 2 dookoła osi *3*, a tym samym zmianę odległości płytek kondesatora *4*, włączonego do obwodu, niewskazanego na rysunku.

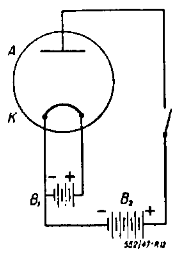
Podobnie można mierzyć np. siły, a więc i naprężenia, projektując przyrząd w ten sposób, aby ta zmiana odległości płytek kondensatora była spowodowana odkształceniem elementu, na który działa siła.

6. Pomiary z zastosowaniem lamp katodowych

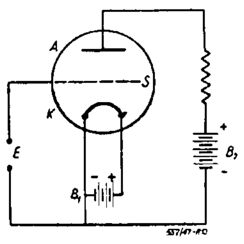
a. Zasada działania lamp katodowych.

W bańce szklanej (rys. 12), z której wypompowano powietrze (a raczej rozrzedzono je do ciśnienia $\approx 10^{-9}$ at) jest umieszczony

drucik K oraz płytka A, płaska lub okalająca drucik. Końce drucika K zwanego *katodą*, wyprowadzone na zewnątrz, są przyłączone do zacisków baterii B_1 prądu stałego, zaś końcówka płytki A — *anody* — jest przyłączona do dodatniego zacisku innej baterii B_2.



Rys. 12. Zasada lampy dwuelektrodowej.



Rys. 13. Zasada lampy trójelektrodowej.

Jeśli zamknąć obwód, jak pokazano na rysunku, to prąd przepływający przez katodę spowoduje rozgrzanie jej, wskutek czego będzie ona emitować elektrony tj. naładowane ujemnie cząstki elektryczności. Anoda A, posiadająca potencjał dodatni, będzie te ładunki przyciągała, powstanie więc prąd elektronowy, który popłynie przez obwód anoda — katoda — bateria anodowa — anoda. Gdyby anoda była połączona z zaciskiem ujemnym — prąd nie płynąłby. Jeżeli zatem między katodą i anodą umieścimy zamiast baterii prądu stałego źródło prądu zmiennego, to prąd będzie przechodził tylko w czasie półokresu, kiedy anoda będzie dodatnia. Z tego wynika, że taka lampa o dwóch elektrodach — *dioda* — będzie działała jako *prostownik* prądu zmiennego. Właściwie prąd w ten sposób wyprostowany, nie będzie stały, lecz jednokierunkowy, pulsujący; chcąc otrzymać prąd ściśle stały należy go jeszcze przepuścić przez odpowiednie filtry złożone z cewek i kondensatorów.

Jeżeli lampę zaopatrzyć w dodatkową trzecią elektrodę t. zw. *siatkę S* (rys. 13), to będzie ona mogła spełniać rolę *wzmacniacza* natężenia prądu lub mocy. Natężenie prądu obwodu anodowego będzie zależało teraz nie tylko od napięcia (potencjału) anody, lecz i od znaku i wielkości potencjału siatki S. Jeżeli potencjał ten jest ujemny, to hamuje on ruch elektronów od katody K do anody A, a nawet przy pewnej wartości może zupełnie go zahamować. Jeżeli potencjał siatki wzrasta, to powoduje wzrost natężenia prądu anodowego w obwodzie anody. Można tak dobrać wielkości charakterystyczne lampy, że mała zmiana potencjału siatki wywoła wielokrotnie większą zmianę natężenia prądu w obwodzie anodowym. Wzmacniające działanie lampy katodowej ma tę cenną właściwość, że dzięki znikomej masie elektronów i wielkiej ich szybkości, zmiany dokonywują się praktycznie bez jakichkolwiek opóźnień.

Siatka jest w lampie organem kierującym: zmiany potencjału siatki zostają odtworzone i uwielokrotnione w obwodzie anodowym. Dzięki temu za pomocą drobnych impulsów można uruchamiać znaczne źródła energii, przy czym impulsy mogą zmieniać się nawet miliony razy w ciągu sekundy. Większe wzmocnienia osiąga się przez wielokrotne wzmacnianie za pomocą szeregu lamp i zastosowanie lamp o dodatkowych elektrodach.

Poza powyższymi zastosowaniami lampy katodowe mogą być użyte jako *generatory drgań* o określonych częstotliwościach.

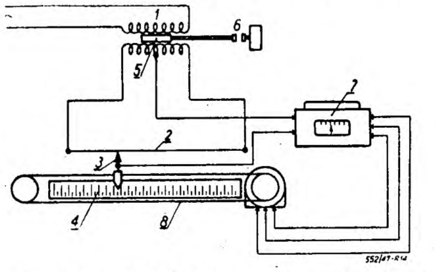
Dotychczas opisane lampy były lampami próżniowymi. Oprócz nich są też stosowane *lampy napełnione gazem:* neonem, argonem i td., które mimo podobnej konstrukcji do lamp próżniowych działają zupełnie inaczej. Ciśnienie w tych lampach wynosi $10^{-6} \div 10^{-3}$ at. Siatka ich ma tylko jedno zadanie: pozwolić przejść prądowi anodowemu, lub nie przepuścić go. Prąd anodowy albo przepływa w całości albo go nie ma. Taka lampa działa więc tylko jako *przekaźnik* (relais) zupełnie podobnie do mechanicznego przekaźnika, z tą tylko różnicą, że nie zawiera on ruchomych części i kontakty nie zużywają się. Lampa z gazem może kierować znacznie większymi mocami niż próżniowa. Prąd anodowy tych lamp może wynosić ampery lub nawet tysiące amperów, podczas gdy próżniowych — jest znacznie mniejszy, co wynika stąd, że do przepływu prądu przyczyniają się nie tylko elektrony wychodzące z katody, ale również molekuły gazu napełniającego.

b. Przykłady zastosowań lamp katodowych do pomiarów.

Lampy katodowe dają prawie nieograniczone możliwości różnych zastosowań do pomiarów niemal wszystkich wielkości fizycznych, zarówno jako generatory drgań, jak i w charakterze prostowników, a szczególnie wmacniaczy. Z tych licznych zastosowań wybierzemy tylko kilka ciekawych przykładów, pomijając pomiar wielkości elektrycznych i nie ubiegając się o systematyczne zestawienie .

Rys. 14 przedstawia dalsze rozwinięcie przyrządu według rys. 6 i 7 do pomiarów małych długości. Prąd zmienny zasila uzwojenie pierwotne *1* mostka indukcyjnego; uzwojenie wtórne dzieli się na dwa obwody, a końce jego łączą się drutem oporowym *2* z kontaktem przesuwającym się wzdłuż skali *3, 4*. Pomiędzy uzwojeniami mostka znajduje się rdzeń żelazny *5*, mogący się przesuwać. W jego położeniu środkowym, gdy pomiędzy szczękami *6* znajduje się „bezbłędny" wzorzec, prądy w obu odgałęzieniach są równe i do wzmacniacza lampowego *7* żaden prąd nie płynie. Gdy jednak zamiast powyższego

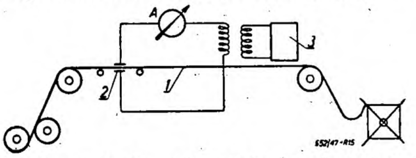
wzorca pomiędzy szczękami umieścimy przedmiot sprawdzany, wówczas w razie niezgodności wymiarów nastąpi drobne przesunięcie rdzenia 5 a, więc i zmiana w stosunkach prądów indukowanych w obu obwodach. Do



Rys. 14. Czujnik indukcyjny z wzmacniaczem lampowym.

wzmacniacza 7 popłynie prąd, który po wzmocnieniu uruchomi silnik, ten zaś spowoduje obrót taśmy 8, do której jest przymocowany kontakt 3. Będzie się on przesuwał tak długo, aż prądy w obu obwodach zrównają się. Wskaźnik, połączony z kontaktem, wskaże wtedy na skali szukaną różnicę długości wzorca i przedmiotu.

Rys. 15 przedstawia schemat przyrządu wyrobu firmy *Atlantic Precision Instrument Co* do sprawdzania grubości taśm gumowych podczas produkcji bez dotykania ich nawet. Taśma 1 przesuwa się pomiędzy płytkami kon-

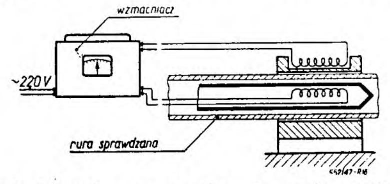


Rys. 15. Przyrząd do mierzenia grubości taśm gumowych, wyrobu firmy Atlantic Precision Instrument Co.

densatora 2; jeżeli grubość taśmy jest zmienna, to stała dielektryczna warstwy izolatora ulega zmianie i zmienia się jego pojemność, co powoduje zmianę prądu w obwodzie, zasilanym zapomocą generatora lampowego 3. Przyrząd wskazujący natężenie prądu jest wywzorcowany odrazu w jednostkach długości. Należy tu zauważyć, że obwód, w którym znajduje się kondensator, powinien być dla przeciętnej grubości taśmy nastrojony na częstotliwość rezonansową, przy której działanie oporów indukcyjnego i pojemnościowego znoszą się; w obwodzie płynie wtedy prąd o maksymalnym natężeniu i drobna zmiana pojemności (lub samoindukcji) wywołuje bardzo znaczną zmianę tego natężenia. Przyrząd pozwala mierzyć grubość począwszy od 0,03 mm z dokładnością do 3 μ.

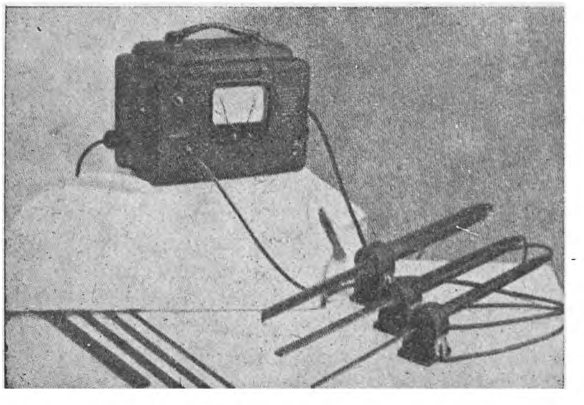
Przyrząd o podobnej zasadzie działania jest używany do bieżącego mierzenia wilgotności papieru drukarskiego. Wilgotność ta ma wpływ na jakość druku i na wytrzymałość papieru, a utrzymanie jej w określonych granicach ma szczególne znaczenie w szybkobieżnych maszynach drukarskich.

Na rys. 16 jest przedstawiony schemat przyrządu wyrobu firmy *Cornelius Electronic In-*



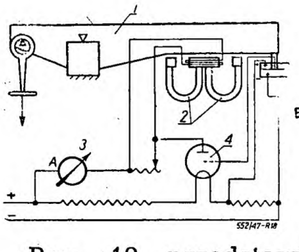
Rys. 16. Schemat przyrządu do mierzenia grubości ścianek rur, wyrobu firmy Cornelius Electronic Instruments Ltd.

struments Limited, Coventry, przeznaczonego do mierzenia grubości ścianek rur, szczególnie o małych średnicach, a na rys. 17 fotografia takiego przyrządu w specjalnym zastosowaniu do rurek *manometrów Bourdona*.



Rys. 17. Przyrząd jak na rys. 16 w zastosowaniu do mierzenia grubości ścianek rurek manometrycznych.

Wspomnimy tu o pomiarze krótkich okresów czasu (0,5 ÷ 0,005 sek), opartym na zastosowaniu *lamp trójelektrodowych o napełnieniu gazowym*: jedna z takich lamp zaczyna działać od początkowego impulsu, związanego z początkiem okresu, zaś druga — od końcowego impulsu, odpowiadającego końcowi okresu. Czas pomiędzy obydwoma impulsami mierzy zwykły miliamperometr w obwodzie anodowym trzeciej lampy, próżniowej, w której napięcie siatki jest funkcją okresu czasu między impulsami.



Rys. 18. Schemat wagi automatycznej do pomiarów aerodynamicznych.

Rys. 18 przedstawia zasadniczy schemat przyrządu, wykonanego w uniwersytecie waszyngtońskim, do pomiaru sił, działających

na model samolotu w tunelu aerodynamicznym. Na lewe ramię dźwigni *1* działa mierzona siła. Do prawego ramienia jest przymocowana cewka poruszająca się wraz z dźwignią w polu stałym magnesów *2*. Siła, wywierana na prawe ramię dźwigni, jest wprost proporcjonalna do natężenia prądu w cewce. W stanie równowagi dźwigni natężenie to jest więc miarą szukanej siły. Wielkość tej siły można zatem odczytać na odpowiednio wywzorcowanym amperometrze *3*. Lampa katodowa *4* służy tu do doprowadzania prądu do wartości niezbędnej do utrzymania dźwigni w równowadze. Dzieje się to w ten sposób, że płytka, związana z prawym końcem dźwigni *1*, zanurzona jest w cieczowym potencjometrze, którego dwie elektrody są połączone z biegunami plus i minus źródła prądu, a płytka, poruszająca się pomiędzy tymi elektrodami, — z siatką lampy *4*.

Gdy prawy koniec dźwigni podnosi się, płytka zbliża się do elektrody +, napięcie na siatce wzrasta i wzrasta też prąd anodowy zasilający elektromagnesy. Prawie ramię dźwigni obniża się, co powoduje zmniejszenie prądu i td. aż do osiągnięcia równowagi.

(d. c. n.)

Inż.-mech. ALEKSANDER TOMASZEWSKI

SPRAWDZANIE GWINTÓW

1. Zagadnienie pasowań i wymienności gwintów

Gwinty są częściami maszyn, dla których zagadnienie pasowań i wymienności jest zasadnicze. Sam charakter zespołu śruby i nakrętki wymaga bowiem, aby elementy te skręcały się w sposób właściwy.

Zagadnienie tolerancji i pasowań gwintów jest podobne jak dla wałków i otworów, lecz o wiele bardziej zawiłe, a to ze względu na więcej złożony kształt geometryczny gwintów oraz dużą rozmaitość ich rodzajów. Wprowadzenie ogólnych tolerancyj gwintów i normalnych ich pasowań ma na celu zapewnienie wymienności śrub i nakrętek oraz odpowiedniej wytrzymałości mechanicznej ich zespołu.

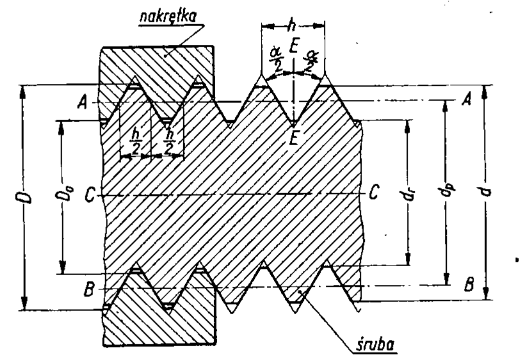
Aby wypełnić te wymagania trzeba ustalić:

1) *tolerancje dla gwintów*, wyznaczające granice wymiarów śrub i nakrętek,
2) *sprawdziany do gwintów*, które służą do sprawdzania, czy wymiary wykonanych śrub i nakrętek nie przekraczają przepisanych im granic,
3) *narzędzia do wykonywania gwintów*, których wymiary powinny zapewniać utrzymanie wymiarów wykonanych śrub i nakrętek w granicach tolerancji.

2. Elementy wymiarowe gwintu

Wszystkie elementy wymiarowe gwintu są określone w jego osiowym przekroju. Rozróżniamy pięć wymienionych niżej elementów, które wymiarowo określają gwint, a mianowicie (rys. 1):

a) *skok gwintu h*,
b) *kąt α profilu gwintu*. Zwykle mierzymy część tego kąta do osi *EE*, prostopadłej do osi głównej *CC*, aby zbadać jego symetrię,
c) *średnicę podziałową d_p*, równą odległości osi podziałowych *AA* i *BB*, wzdłuż których w płaszczyźnie osiowego przekroju garby i bruzdy gwintu posiadają tę samą szerokość $h/2$,
d) *średnicę zewnętrzną d* dla śruby oraz *wewnętrzną D* dla nakrętki,
e) *średnicę rdzeniową d_r* dla śruby oraz średnicę otworu D_o dla nakrętki.



Rys. 1.

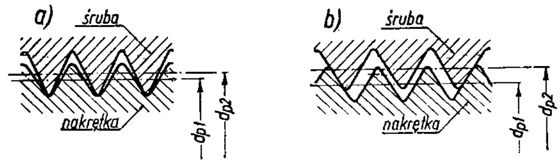
Średnice *d, D i d_r, D_o* mają dla pasowania śruby do nakrętki tylko podrzędne znaczenie. Aby uniknąć zakleszczania gwint na wierzchołkach musi posiadać pewne luzy, a więc średnica wewnętrzna *D* nakrętki musi być nieco większa, niż średnica zewnętrzna *d* śruby oraz średnica otworu D_o nakrętki musi być również nieco większa, niż średnica rdzeniowa d_r śruby. Natomiast dobre pasowanie śruby i nakrętki wymaga, aby gwinty zewnętrzny i wewnętrzny przylegały do siebie na całej *powierzchni nośnej* garbów i bruzd. To nastąpi, jeśli ich średnice podziałowe d^p, połówki kąta profilu $\frac{\alpha}{2}$ i skoki *h* będą ze sobą zgodne.

Wyżej wymienione elementy gwintu nie określają, czy jest on *prawo* czy *lewokrętny,* na co trzeba zwrócić osobną uwagę.

Wymagana dokładność gwintów jest bardzo różna. Np. dla zwykłych śrub mocujących, dokładność ta nie jest zbyt wielka, natomiast dla śrub pociągowych tokarek lub śrub mikrometrycznych dopuszczalne błędy muszą być bardzo ograniczone. To decyduje o wielkości rozpiętości narzędzi i metod, jakie stosujemy przy pomiarach gwintów.

3. Znaczenie średnicy podziałowej dla pasowania śruby do nakrętki

Nawet specjaliści nie zawsze jasno zdają sobie sprawę, jakie znaczenie posiada średnica podziałowa dla pasowania śruby do nakrętki. Należy zauważyć, że elementy wymiarowe gwintu są od siebie niezależne t. zn., że mogą istnieć gwinty o jednakowym skoku h i kącie profilu α, lecz o różnych średnicach podziałowych d_p, jednak dla prawidłowego pasowania śruby i nakrętki jest konieczna zgodność (w granicach dopuszczalnych luzów) wszystkich trzech elementów.



Rys. 2.

Przykłady przedstawione na rys. 2a i 2b wyjaśniają, że nakręcanie nakrętki na śrubę jest możliwe nawet wtedy, gdy elementy wymiarowe obu tych części nie są jednakowe. W pierwszym wypadku śruba i nakrętka mają różne kąty profilu a jednakowe skoki, w drugim — różne skoki a jednakowe kąty. W obu wypadkach nakręcenie jest możliwe tylko dzięki temu, że również średnice podziałowe d_{p_1} i d_{p_2} śruby i nakrętki są różne. Pomimo możliwości nakręcenia pasowanie tych części jest wadliwe.

Z tego wynika, że poprawne pasowanie gwintu zewnętrznego i wewnętrznego zajdzie, jeśli:

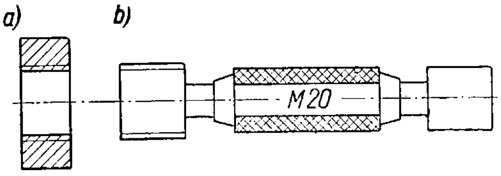
1⁰ śruba skręca się z nakrętką i

2⁰ ich średnice podziałowe są równe z uwzględnieniem niezbędnych luzów.

4. Sprawdziany jednograniczne dla gwintów

Często stosowane do sprawdzania gwintów sprawdziany *jednograniczne* składają się z nagwintowanego wewnątrz pierścienia (rys. 3a) dla gwintów zewnętrznych i z nagwintowanego trzpienia (rys. 3b) dla gwintów wewnętrznych.

Gładka strona sprawdzianu trzpieniowego służy do sprawdzania, czy średnica otworu nakrętki nie jest zbyt mała.



Rys. 3.

Sprawdziany jednograniczne odtwarzają graniczne wymiary gwintów, a mianowicie sprawdziany dla śrub posiadają ich największe dopuszczalne średnice podziałowe, oraz sprawdziany dla nakrętek ich najmniejsze średnice podziałowe.

Sprawdzanie polega na skręceniu badanego gwintu z odpowiednim sprawdzianem i wyczuciu, czy ich powierzchnie nośne wzajemnie sobie odpowiadają. Wymaga to dokładnego dopasowania wytwarzanych śrub i nakrętek do sprawdzianów, co jest kosztowne i ogranicza znacznie swobodę wykonania. Sprawdziany jednogranicze badają więc tylko na czucie. Nie mogą one natomiast dostatecznie sprawdzić ważnych elementów gwintów wpływających istotnie na ich pasowanie, jak średnica podziałowa, kąt profilu i skok.

5. Sprawdziany dwugraniczne dla gwintów

Bardziej dokładnie główne elementy gwintów sprawdzają sprawdziany *dwugraniczne.* Przy ich użyciu wpływ czucia osoby mierzącej na wynik sprawdzenia jest mniejszy niż dla sprawdzianów jednogranicznych.

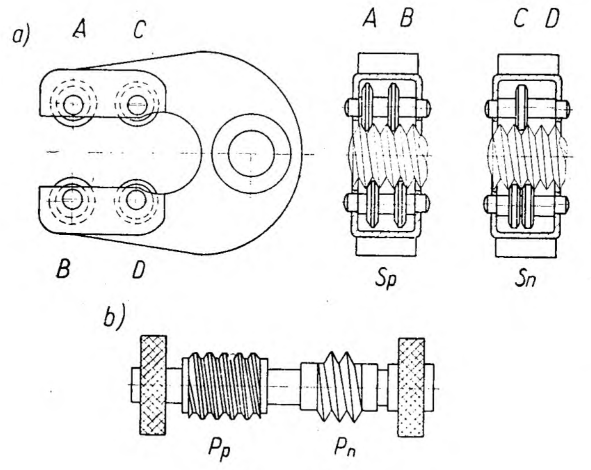
Sprawdzian dla gwintów zewnętrznych jest *szczęką,* której powierzchnie pomiarowe są wykonane w postaci płytek uzębionych lub rolek z garbami (rys. 4).

Profil *strony przechodniej Sp* jest w ten sposób wykonany, że styka się tylko z co drugim zwojem sprawdzanego gwintu, chociaż może on być również wykonany, jako profil pełny. *Strona nieprzechodnia Sn* posiada trzy garby, jeden z jednej strony gwintu, dwa ze strony przeciwnej.

Sprawdzana śruba musi swobodnie przechodzić przez stronę przechodnią *Sp,* natomiast przez stronę nieprzechodnią *Sn* przejść nie powinna.

Garby rolek nie są nacięte śrubowo, lecz tworzą pierścienie równoległe, dzięki czemu ta

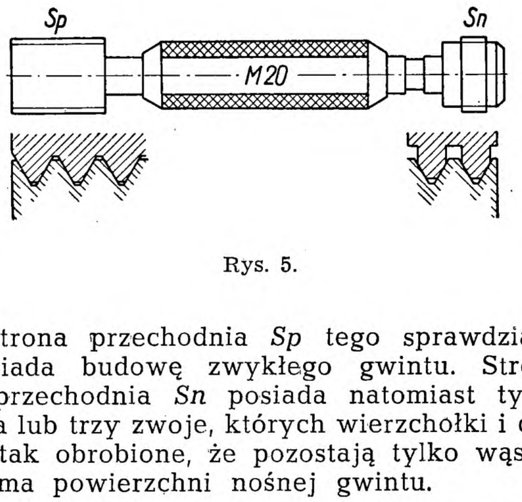
sama szczęka nadaje się do sprawdzania gwintów zarówno prawo jak i lewoskrętnych.



Rys. 4.

Do sprawdzania i nastawiania sprawdzianu szczękowego służy *przeciwsprawdzian* (rys. 4 b), który posiada gwint *Pp* dla strony przechodniej oraz *Pn* dla strony nieprzechodniej. Nastawienie odbywa się przez pokręcanie rolek, które są osadzone mimośrodowo w swych łożyskach.

Do sprawdzania nakrętek stosuje się *sprawdzian trzpieniowy*, pokazany na rys. 5.



Rys. 5.

Strona przechodnia *Sp* tego sprawdzianu posiada budowę zwykłego gwintu. Strona nieprzechodnia *Sn* posiada natomiast tylko dwa lub trzy zwoje, których wierzchołki i dna są tak obrobione, że pozostają tylko wąskie pasma powierzchni nośnej gwintu.

Strona przechodnia sprawdzianu trzpieniowego powinna się lekko wkręcać w sprawdzaną nakrętkę. Strona nieprzechodnia powinna tylko zachwytywać gwint nakrętki, nie może jednak w niego się wkręcać. Jeśli nakrętka nie spełnia tych warunków musi być uznana, jako zła.

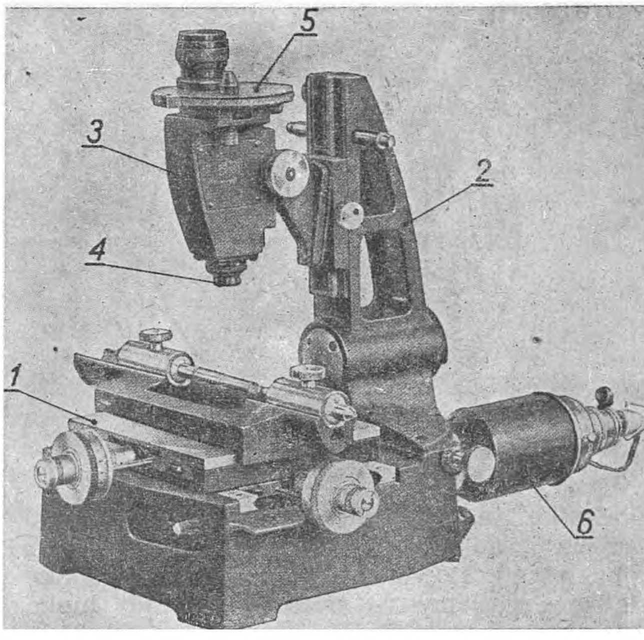
Sprawdzanie nakrętki za pomocą sprawdzianu trzpieniowego trwa dłużej, niż sprawdzanie śruby sprawdzianem szczękowym, gdyż dochodzi czas, zużyty na wkręcenie w nią i wykręcenie trzpienia gwintowego strony przechodniej.

Sprawdziany dwugraniczne w stosunkowo łatwy sposób i pewnie sprawdzają, czy ważne wymiary badanych gwintów znajdują się w przewidzianych dla nich granicach.

6. Pomiary gwintów za pomocą narzędzi uniwersalnych i wzorców specjalnych

Jednym z najczęściej stosowanych narzędzi uniwersalnych do pomiarów gwintów jest *mikroskop warsztatowy*, pokazany na rys. 6.

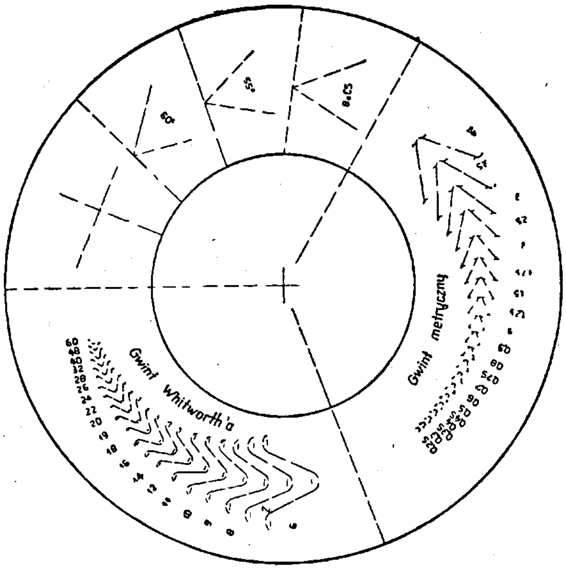
Składa się on ze stołu pomiarowego i przesuwnego na prowadnicach krzyżowych, który umożliwia pomiary w dwóch kierunkach wzajemnie prostopadłych, z kolumny *2*, która może być nieco pochylana w obydwie strony według kąta pochylenia zwojów mierzonego gwintu, z tubusa *3* wraz z objektywem *4*, z wymiennego okularu *5* oraz z urządzenia oświetlającego *6*.



Rys. 6.

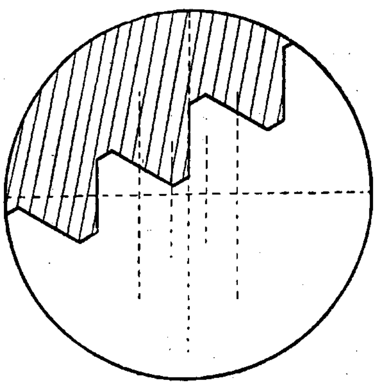
Wymienne okulary rewolwerowe są zaopatrzone w obrotowe płytki szklane, na których mamy wytrawione wzorcowe profile gwintów, łuków kół lub zębów. Na rys. 7 widzimy płytkę z profilami normalnych gwintów. Obracając tę płytkę dokoła jej osi możemy wprowadzić w pole widzenia okularu dowolny profil gwintu metrycznego lub *Whitwortha*, jaki nas w danej chwili interesuje.

Uniwersalny okular goniometryczny posiada w swym polu widzenia statkę kreskową w kształcie krzyża, która służy do na-



Rys. 7.

stawiania na krawędź obserwowanego obrazu (rys. 8).



Rys. 8.

Siatka ta znajduje się w środku płytki szklanej, na której obwodzie jest nacięta podziałka kątowa od 0 do 360°. Podziałkę tę obserwujemy za pomocą bocznej lupki, która zawiera podziałkę minutową od 0 do 60'. Pod nieruchomą podziałką minutową w miarę obracania krzyża kreskowego, przesuwa się ruchoma podziałka kątowa, której kreski, opatrzone numerami stopni, widzimy na rys. 9.

Jedna z tych kresek znajduje się zawsze w obszarze podziałki minutowej i ona właśnie wskazuje położenie kątowe krzyża kreskowego. Dokładność odczytania kąta wynosi $\pm$ 1'. Np. na rys. 9 mamy wskazanie 12°28'. Dokładność pomiarów za pomocą okularu goniometrycznego może osiągnąć $\pm$ 2,.

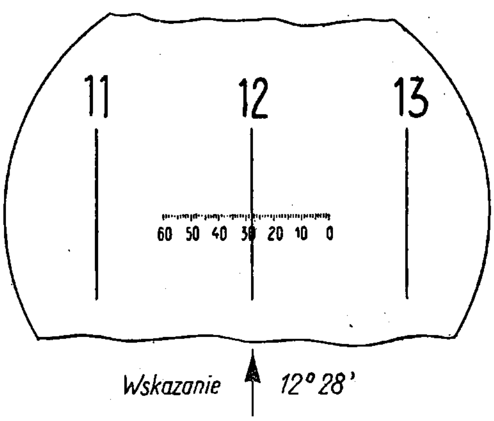
Płaskie przedmioty mierzone umieszczamy bezpośrednio na stole pomiarowym 1, który w środku posiada okrągłą szybkę szklaną, umożliwiającą oświetlenie pola widzenia od spodu. Drobne przedmioty mocujemy na stole plasteliną, większe za pomocą dwóch łapek zaciskowych.

Przesuw podłużny i poprzeczny stołu *1* odbywa się za pomocą dwóch śrub mikrometrycznych o bębnach z działką elementarną, odpowiadającą 0,01 mm. Długość tej działki wynosi około 1 mm, co umożliwia odczytywanie ułamków działki z dokładnością do $\pm$ 1 μ. Obszar mierniczy śruby mikrometrycznej wynosi w obu kierunkach po 25 mm. Poza tym dodatkowo możemy przesuwać stół za pomocą płytek wzorcowych w kierunku podłużnym np. o 50 mm i w kierunku poprzecznym o 25 mm. Wtedy całkowity obszar mierniczy wynosi 75 $\times$ 50 mm. Oprócz tego stół mikroskopu posiada możność obrotu o pewien kąt dokoła osi pionowej, co pozwala ustawiać równolegle do jego przesuwu przedmioty na nim umieszczone.

Gwinty z nakiełkami umieszczamy w nakładanym na stół koniku z podwójnymi kłami, które z jednej strony są zakończone ostrzami, z drugiej zaś strony gniazdami centrycznymi.

Użycie mikroskopu wymaga ustawienia go na ostrość obrazu. W tym celu najpierw należy ustawić okular 5 przez pokręcenie jego górnej części na ostrość profilu wzorcowego lub krzyża kreskowego, następnie zaś cały tubus 3 przez odpowiednie ustalenie jego odległości od osi mierzonego gwintu na ostrość obrazu profilu gwintu.

Do oświetlenia może służyć zarówno światło dzienne, jak i elektryczne. Irysowa przesłona pozwala na regulację natężenia światła, co ułatwia uzyskanie największej ostrości obrazów.



Rys. 9

Dokładność pomiarów mikroskopem warsztatowym może osiągnąć $\pm$ 3 μ. Powiększenie obrazu zwykle jest 25 lub 30-krotne.

Kąt profilu gwintu zewnętrznego mierzymy mikroskopem warsztatowym bądź przez porównanie z wzorcowym profilem, naniesio-

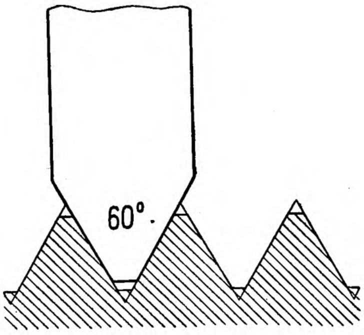
nym na płytkę okularu rewolwerowego, bądź przez bezpośredni pomiar za pomocą okularu goniometrycznego. Przy tym należy pochylić tubus mikroskopu według kąta pochylenia zwojów tak, aby obraz profilu gwintu był jednakowo ostry wzdłuż całego obrzeża.

Dokładność pomiaru kąta profilu gwintu, przy użyciu okularu goniometrycznego, wynosi:

$$\pm\ (2 + \frac{1{,}7}{l})',$$

gdzie l = długości krawędzi profilu garbu gwintu w mm, jaka ukazuje się w polu widzenia mikroskopu.

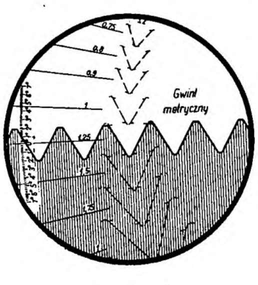
Do sprawdzania kąta profilu gwintu może również służyć wzorzec kąta pokazany na rys. 10.



Rys. 10.

Wzorzec ten musi być wtedy ustawiony prostopadle do osi gwintu i w płaszczyźnie jego przekroju osiowego, co w praktyce nastręcza pewne trudności.

Skok gwintów zewnętrznych również najdogodniej jest mierzyć mikroskopem warsztatowym. W tym celu nastawiamy stół pomiarowy z umieszczonym na nim gwintem tak, aby profil wzorcowy pokrył jeden z obrazów garbu gwintu, jak to pokazuje rys. 11.



Rys. 11.

Notujemy położenie stołu i przesuwamy go, aż do pokrycia profilem wzorcowym np. jedenastego z kolei obrazu garbu. Wielkość przesunięcia stołu podzielona przez liczbę przesuniętych garbów nie licząc pierwszego (np. 10) da nam wtedy skok h mierzonego gwintu. Oczywiście przy tego rodzaju pomiarach gwint musi być ustawiony osiowo do przesuwu stołu.

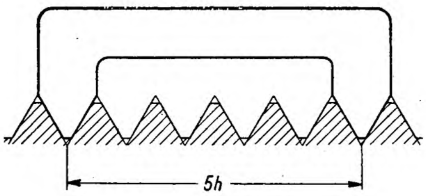
Zamiast okularu z profilami gwintów możemy użyć okularu goniometrycznego, jak to pokazuje rys. 8.

Dokładność pomiarów mikroskopem warsztatowym skoku gwintu wynosi około

$$\pm\,(5 + \frac{h}{11})\ \mu,$$

gdzie wielkość skoku h jest wyrażona w mm.

Do sprawdzania skoku gwintów zewnętrznych może służyć także *wzorzec skoku*, przedstawiony na rys. 12, który obejmuje odrazu kilka skoków, dzięki czemu błąd jednego skoku jest zwielokrotniony i łatwiejszy do zauważenia.



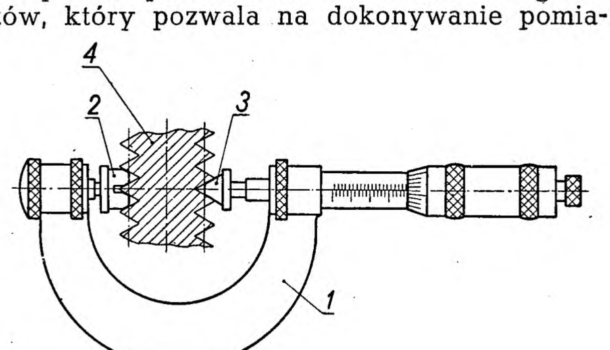
Rys. 12.

Średnice podziałowe gwintów zewnętrznych możemy również mierzyć mikroskopem warsztatowym. W tym celu nastawiamy stół tak, aby linia kreskowa okularu goniometrycznego pokryła obraz krawędzi jednego z garbów gwintu i notujemy położenie stołu. Teraz stół przesuwamy prostopadle do osi gwintu, aż do pokrycia odpowiednio obróconą linią kreskową krawędzi obrazu przeciwległego garbu gwintu. Przesuw stołu odpowiada średnicy podziałowej d_p mierzonego gwintu. Dokładność tych pomiarów wynosi:

$$\pm\,(9 + \frac{d_p}{2{,}6})\ \mu,$$

gdzie wielkość d_p jest wyrażona w mm.

Rys. 13 przedstawia mikrometr do gwintów, który pozwala na dokonywanie pomia-



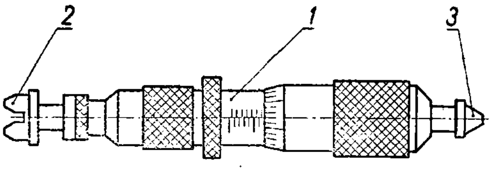
Rys. 13.

rów średnic podziałowych normalnych gwintów zewnętrznych.

Wymienne wkładki 2, 3 są odpowiednio dobrane dla wszystkich znormalizowanych gwintów. Dokładność pomiarów przy użyciu dobrego mikrometru może wynieść:

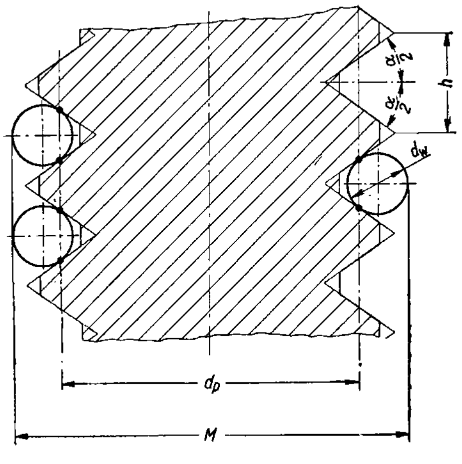
$$\pm\left(15 + \frac{d_p}{10}\right) \mu,$$

gdzie wielkość średnicy podziałowej d_p jest wyrażona w mm.



Rys. 14.

Średnicówka do gwintów (rys. 14) służy do pomiaru średnic podziałowych znormalizowanych gwintów wewnętrznych.



Rys. 15.

Dokładne pomiary średnic podziałowych gwintów trzpieniowych przeprowadzamy t. zw. *sposobem trójwałeczkowych.* Do tego celu stosujemy trzy wałeczki o tej samej i dla każdego gwintu odpowiednio dobranej średnicy d_w, które wkładamy w bruzdy gwintu, jak to pokazuje rys. 15 i mierzymy mikrometrem lub innym przyrządem mierniczym ich rozstawienie M.

Sposób ten wymaga znajomości skoku h i kąta α profilu gwintu, które mierzymy uprzednio np. mikroskopem warsztatowym. Średnicę podziałową d_p obliczamy ze wzoru:

$$d_p = M - d_w \left(1 + \frac{1}{\sin \alpha/2}\right) + \frac{h}{2} \operatorname{ctg} \alpha/2.$$

Przy bardzo dokładnych pomiarach wprowadzamy do tego wzoru jeszcze dwie poprawki, a mianowicie należy odjąć poprawkę δ_1 na skręcenie wałeczków w bruzdach gwintu i dodać poprawkę δ_2 na sprężyste odkształcenia pod wpływem nacisku pomiarowego.

Poprawkę pierwszą obliczamy ze wzoru:

$$\delta_1 = \frac{d_w}{2}\left(\frac{h}{\pi\, d_p}\right)^2 \cos\frac{\alpha}{2} \operatorname{ctg}\frac{\alpha}{2}.$$

Poprawka druga jest dość złożona. Dla gwintów normalnych o kącie profilu 60° lub 55° możemy ją obliczyć z wzoru uproszczonego:

$$\delta_2 = 0{,}004 \sqrt[3]{\frac{P^2}{d}} \text{ mm},$$

gdzie P jest naciskiem narzędzia mierniczego w kG, zaś d jest średnicą zewnętrzną gwintu w mm. Np. dla gwintu M 20, do którego pomiaru użyto wałeczków o $d_w = 1{,}65$ mm, poprawka $\delta_1 = 2{,}0\ \mu$ oraz poprawka $\delta_2 = 1{,}5\ \mu$ przy nacisku $P = 1$ kG, jaki zwykle wywierają mikrometry.

Średnica d_w wałeczków musi być dobrana do mierzonego gwintu. Najlepiej, gdy wałeczki stykają się z powierzchnią nośną gwintu na wysokości średnicy podziałowej. Są to t. zw. *wałeczki optimalne.* Średnica ich jest określona wzorem:

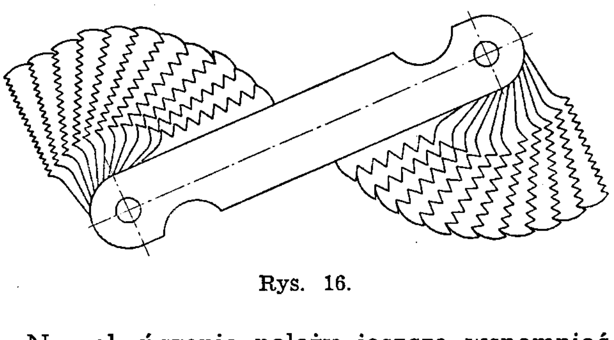
$$d_o = \frac{h}{2 \cos \alpha/2}.$$

Przy użyciu wałeczków optimalnych błędy kąta profilu gwintu nie wpływają na dokładność pomiaru średnicy podziałowej.

W praktyce komplety wałeczków są odpowiednio dobrane dla normalnych gwintów metrycznych i *Whitwortha.*

Jeśli błędy kąta profilowego i skoku gwintu nie przekraczają dopuszczalnych granic, przewidzianych dla sprawdzianów gwintowych, to dokładność pomiarów sposobem trójwałeczkowym jest rzędu:

$$\pm\left(11 + \frac{d}{12}\right) \mu,$$



Rys. 16.

Na zakończenie należy jeszcze wspomnieć o t. zw. *grzebieniach do gwintów* (rys. 16). Są to wzorce, wykonane z cienkiej blachy

stalowej, umożliwiające szybkie rozróżnienie gwintów według ich rodzajów i skoku.

Komplet takich grzebieni, zebranych w jedną oprawkę, składa się z szeregu płaskich płytek, z których każda posiada nafrezowane uzębienie, odpowiadające profilowi znormalizowanego gwintu, określonego znajdującym się na niej napisem. Dla gwintów metrycznych napis podaje skok gwintu, zaś dla gwintów *Whitwortha* — liczbę zwojów na cal. Trzeba tu zwrócić jeszcze raz uwagę, że grzebienie do gwintów nie mogą służyć do określania błędów wykonania gwintów. Są one przeznaczone tylko do szybkiego rozróżnienia gwintów ze względu na ich rodzaj i skok.

Inż.-mech. STIG ZETTERLUND

TOLERANCJE W ŁOŻYSKACH TOCZNYCH

Tolerancje dla średnic otworów łożysk tocznych

Międzynarodowy Komitet Normalizacyjny ISA ustalił specjalne tolerancje dla średnic otworów i średnic zewnętrznych łożysk tocznych.

Przy tego rodzaju częściach maszyn wysokość przekroju pierścienia wewnętrznego w stosunku do średnicy otworu jest mała. Powoduje to, że pierścień zwłaszcza po zahartowaniu i wyjęciu z uchwytu, w którym bywa zamocowany podczas szlifowania otworu i bieżni, staje się owalny. Odkształcenie to jednak nie jest groźne, albowiem gdy taki pierścień zostanie nałożony na wał, przyjmuje bez trudności kształt wału i staje się znów okrągły, jeśli oczywiście sam wał jest okrągły.

Ze względu na przekrój pierścienia i zmiany kształtu, które mogą być wywołane obróbką cieplną, zostały ustalone przez ISA granice tolerancyj średniej średnicy otworu (d_m) tj. średniej arytmetycznej między najmniejszą średnicą (d_{min}) i średnicą największą (d_{max}), które można zmierzyć w otworze, a mianowicie

$$d_m = \frac{d_{min} + d_{max}}{2}$$

Wyznaczono również wartość odchyłek dla d_{min} i d_{max} tj. ustalono, o ile otwór może odbiegać od teoretycznie poprawnego walca kołowego (tabl. I).

Rys. 1 przedstawia obrazowo wielkość odchyłek średnicy d_m w zależności od średnicy.

Symbol tolerancji dla otworu łożysk tocznych

ISA ustalił dla tolerancji otworów łożysk tocznych symbol *KB*, przy czym litery *KB* oznaczają: „*K*", — symbol położenia pola tolerancyjnego *K* w systemie tolerancyjnym ISA, „*B*" — wskazówkę, że tolerancje dotyczą łożysk tocznych (po angielsku **b**earing).

Litera *K* została obrana dlatego, że odchyłka strony przechodniej (dolna granica tolerancji) otworu łożyska tocznego ma wartość ujemną i zgadza się prawie z odchyłką strony przechodniej *K*6 (przy średnicach do 120 mm) jak również z odchyłką *K7* (przy większych średnicach).

Na rys. 1 podano obok wartości *KB* jeszcze dla celów porównawczych odchyłki *K*6 (linia kreskowana), jak również odchyłki *K7* (linia kropkowana).

Dlaczego średnica otworu łożyska tocznego otrzymała odchyłkę ujemną?

Zapewne zadamy sobie pytanie, dlaczego to średnica otworu łożyska tocznego otrzymała odchyłkę ujemną zamiast odchyłki dodatnej, którąby odpowiadała zasadzie podstawowego otworu.

Znajduje to następujące uzasadnienie:

Łożyska toczne są bardzo ważnymi częściami maszyn, które praktycznie znajdują zastosowanie we wszystkich maszynach, aparatach, środkach lokomocji itd.

W nowoczesnych układach tolerancyj muszą więc być objęte również tak złożone zagadnienia, jakie są związane z łożyskami tocznymi.

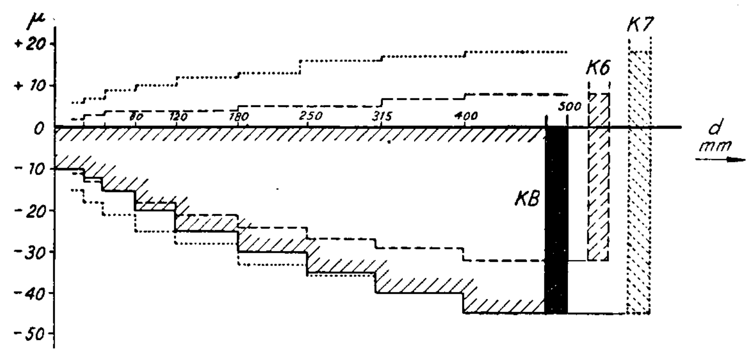
Łożyska toczne są jako części maszyn podstawowym elementem. Wymaga się od nich, aby w różnorodnych warunkach wbudowania i ruchu pracowały zadowalająco co wymaga znów stosowania różnych pasowań.

Wskutek tego muszą być ustalone wymiary łożysk, łącznie z tolerancjami wymiarów i tolerancjami dokładności pracy, gdyż łożysko jest artykułem rozchodzącym się po całym świecie, aby służyć różnym odbiorcom dla rozmaitych celów.

Rodzaj pasowania pomiędzy łożyskiem i wałem wywiera wpływ na luz w łożysku. Względnie cienki bowiem pierścień wewnętrzny po osadzeniu z wciskiem na wałek powiększa wymiar średnicy zewnętrznej. Powiększenie pierścienia wewnętrznego wywołuje zmniejszenie luzu między elementami tocznymi i bieżnią zewnętrznego pierścienia. Układ tolerancyj winien być taki, aby w normalnych wypadkach można było

uzyskać zadowalające pasowanie między łożyskiem i wałem bez nadmiernego zmniejszenia luzu w łożysku [1]).

np. w ogólnej budowie maszyn. Te położenia pól tolerancyjnych grupują się głównie w okolicy linii zerowej (nominalnego wymiaru).



Rys. 1. Porównanie odchyłek nominalnych *KB* w otworze wewnętrznego pierścienia z odchyłkami o symbolach *K6* i *K7*; pełna linia odpowiada tolerancji *KB* dla d_m, kreskowa linia — odchyłkom *K6*, zaś kropkowa linia — *K7*.

TABLICA I

Tolerancje dla otworów łożysk tocznych wg ISA

Średnica nominalna otworów *d* mm		Odchyłka otworu *KB* w μ			
		d_m		d_{min}	d_{max}
ponad	do (włącznie)	dolna	górna		
—	30	— 10	0	— 13	+ 3
(30)	50	— 12	0	— 15	+ 3
(50)	80	— 15	0	— 19	+ 4
(80)	120	— 20	0	— 25	+ 5
(120)	180	— 25	0	— 31	+ 6
(180)	250	— 30	0	— 38	+ 8
(250)	315	— 35	0	— 44	+ 9
(315)	400	— 40	0	— 50	+ 10
(400)	500	— 45	0	—	—

Odbiorca łożysk wytwarza swe wyroby, np. wały, normalnym sposobem z normalnymi, tolerancjami, które w praktyce najczęściej znajdują zastosowanie. Wały wykonane z tolerancją *h* są stosowane przede wszystkim przez tych odbiorców, którzy stosują zasadę wałka podstawowego. Czy łożysko jest wykonane z normalną tolerancją ma dla odbiorcy mniejsze znaczenie. Ważną jest tylko rzeczą, aby tolerancja otworu łożyska uwzględniała tolerancję wałka, który chce zastosować nieznany odbiorca. Oznacza to, że tolerancja otworu łożyska musi być tak umiejscowiona, aby uzyskać odpowiednio dobrane pasowanie z jednej strony z wałkiem o polu tolerancyjnym z symbolem h, z drugiej zaś strony z wałkami, które mają położenie pola tolerancyjnego, znajdujące częste zastosowanie w innych rozwiązaniach

1) Odnośnie luzu łożyskowego i innych zagadnień związanych z łożyskami tocznymi patrz książka Dr. *Arvida Palmgrena* p. t. Kullagerteknikens grunder wzgl. Ball and Roller Bearing Engineering. W tłumaczeniu polskim książka ta ukaże się nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP p. t. „Łożyska toczne".

Przykład na rys. 2 przedstawia obrazowo dla średnicy wałka 60 mm rozmieszczenie pól tolerancyjnych o różnych symbolach, które naogół znajdują zastosowanie w budowie maszyn. Poza tym narysowano pole tolerancyjne *KB* otworu łożyska tocznego. Jak widzimy można uzyskać szereg pasowań między pierścieniem łożyskowym i wałkiem. Dla techniki łożyskowej pasowania wtłaczane są szczególnie ważne. W przytoczonym przykładzie istnieje 6 możliwości uzyskania odpowiednich pasowań wtłaczanych, a mianowicie *KB* — *k5*, *KB* — *k6*, *KB* — *m5*, *KB* — *m6*, *KB* — *n6* i *KB* — *p6*.

Jeżeli zamiast tej tolerancji otworu *KB* obralibyśmy jakąś inną tolerancję np. *H6*, to uzyskalibyśmy tylko dwie możliwości pasowań wtłaczanych, a mianowicie *KB* — *n6* i *KB* — *p6*. Pasowania *KB* — *r6*, *KB* — *s6* i tp. pasowania wtłaczane nie są korzystne, gdyż w tym obrębie stopnie między różnymi pasowaniami są zbyt wielkie.

Z rys. 2 widzimy ponadto, że tolerancja *KB* otworu łożyska oraz wałka podstawowego h daje pasowanie lekko wciskane. To pasowanie jest pożądane w niektórych wypadkach, np. w małych aparatach elektrycznych.

Gdyby łożysko miało tolerancję *H6* (patrz rys. 2), wówczas z wałkiem podstawowym *h* możnaby było uzyskać tylko pasowanie suwliwe, a wówczas nie znalazłby rozwiązania cały szereg problemów ułożyskowania.

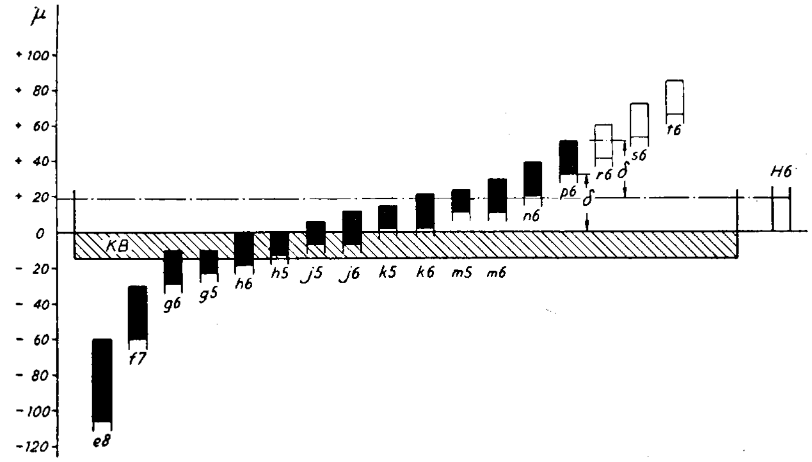
Z powyższego wynika, że otwór pierścienia wewnętrznego łożyska tocznego musi być wykonany z tolerancją ujemną KB, ponieważ w ten sposób wykorzystuje się tę okoliczność, iż większość pól tolerancyjnych wałków leży w pobliżu linii zerowej.

Tolerancja dla średnic zewnętrznych łożysk tocznych

Wysokość przekroju pierścienia zewnętrznego łożyska tocznego w stosunku do średnicy zewnętrznej jest mała, zatem, podobnie jak

w pierścieniu wewnętrznym po oszlifowaniu oraz wskutek wyzwalania się naprzężeń wewnętrznych pierścień ten może być nieokrągły. Ta nieokrągłość ujawnia się albo zaraz po wyjęciu z uchwytu po oszlifowaniu albo też później wskutek starzenia materiału.

Wielkości dopuszczalnych odchyłek dla D_m, D_{min} i D_{max} są zawarte w tablicy II. Jak widać z niej, dopuszczalne odchyłki dla poszczególnych średnic, które, wziąwszy praktycznie, oznaczają dopuszczalną nieokrągłość, są różne dla rozmaitych seryj łożysk. Przyczyny



Rys. 2. Przykład pokazujący obrazowo położenie otworu *KB* względem wałków *d* — 60 mm. o pewnych symbolach.

Z tych samych więc powodów co i dla pierścienia wewnętrznego, ustalił Międzynarodowy Komitet Normalizacyjny ISA dla pierścienia zewnętrznego normy dla średnicy średniej D_m, najmniejszej D_{min} i największej D_{max} przy czym

$$D_m = \frac{D_{min} + D_{max}}{2}$$

Wymiary D_{min} i D_{max} określają, o ile powierzchnia pierścienia może odbiegać od walca kołowego.

tego są następujące: cienkościenne pierścienie zewnętrzne przyjmują pod obciążenim kształt gniazda oprawy. Z tego powodu makrogeometrycznych błędów wskutek nieokrągłości powierzchni bocznej pierścienia zewnętrznego, właściwie można nie uwzględniać.

Jeżeli zewnętrzny pierścień jest stosunkowo gruby i gdy wymagane jest między oprawą i pierścieniem zewnętrznym luźne pasowanie, np. przylgowe, wówczas mogą zajść trudności w uzyskaniu go, gdy pierścień ten wykaże duże makrogeometryczne błędy np. duży

TABLICA II.

Tolerancje dla średnic zewnętrznych łożysk tocznych.

Nominalna średnica zewnętrzna *D* mm		Odchyłki dla średnic zewnętrznych łożysk promieniowych *h B* w μ							
		D_m		Seria łożysk					
				2		3		4	
ponad	do (włącznie)	dolna	górna	D_{max}	D_{min}	D_{max}	D_{min}	D_{max}	D_{min}
(10)	18	0	— 8	+ 1	— 9	—	—	—	—
(18)	30	0	— 9	+ 2	— 11	—	—	—	—
(30)	50	0	— 11	+ 3	— 14	+ 3	— 14	—	—
(50)	80	0	— 13	+ 4	— 17	+ 4	— 17	+ 3	— 16
(80)	120	0	— 15	+ 6	— 21	+ 5	— 20	+ 4	— 19
(120)	150	0	— 18	+ 7	— 25	+ 6	— 24	+ 5	— 23
(150)	180	0	— 25	+ 8	— 33	+ 6	— 31	+ 5	— 30
(180)	250	0	— 30	+ 9	— 39	+ 7	— 37	+ 6	— 36
(250)	315	0	— 35	+ 10	— 45	+ 8	— 43	+ 7	— 42
(315)	400	0	— 40	+ 11	— 51	+ 9	— 49	+ 8	— 48
(40)	500	0	— 45	+ 13	— 58	+ 11	— 56	+ 9	— 54
(500)	630	0	— 50	+ 15	— 65	+ 12	— 62	+ 10	— 60
(630)	800	0	— 75	—	—	—	—	—	—
(800)	1000	0	—100	—	—	—	—	—	—

owal. W tych wypadkach jest niedopuszczalna zbytnia różnica D_{max} i D_{min} od D_m. Z tego powodu ISA przewidziała dla seryj łożysk 2, 3, i 4 różne dopuszczalne odchyłki dla D_{max} i D_{min} zależnie od grubości pierścienia (patrz tablica II).

Z podanych seryj seria 2 posiada przy określonej średnicy zewnętrznej najmniejszą wysokość przekroju, zaś 4 seria największą wysokość. Stąd wynika, że dla „najlżejszej" tj. dla serii 2 jest dopuszczalna największa odchyłka od okrągłości.

W dziedzinie łożysk tocznych, szczególnie w lotnictwie i t. p., zostały wprowadzone jeszcze lżejsze serie oznaczone numerami 8, 9, 0 i 1 [2]). W łożyskach tych wysokości przekrojów pierścieni w stosunku do średnicy zewnętrznej są tak małe, że w związku ze sprawdzaniem pierścienia zewnętrznego powstają szczególnie trudne problemy. Podczas sprawdzenia przy użyciu sprawdzianu szczękowego już mały nacisk pomiarowy wywołuje tak duże zmiany kształtu, że wyniki pomiarów zawierają duże błędy. Dlatego średnicę zewnętrzną takich cienkościennych pierścieni powinno się sprawdzać przez pomiar obwodu powierzchni bocznej. Ponieważ jednak nie wynaleziono dotąd praktycznego sposobu takiego pomiaru, musimy się zadowolić pomiarem średnicy np. za pomocą aparatu o małym nacisku pomiarowym i przy leżącym położeniu pierścienia.

więc być podawane tylko odchyłki dla średniej średnicy D_m. Pomiar średnicy D_m jest przeprowadzony przy cienkościennych pierścieniach z reguły w ten sposób, że ustala się największą i najmniejszą średnice powierzchni bocznej i przyjmuje się, D_m jest średnią arytmetyczną pomierzonych wartości. Przy pomiarze pierścieni, które w stosunku do ich średnicy zewnętrznej są szczególnie cienkościenne, może taki sposób dawać niepewne wyniki. W takich wypadkach musimy się uciec do pomiaru przy pomocy pierścieniowych sprawdzianów, które umożliwiają dostatecznie dokładny pomiar obwodu.

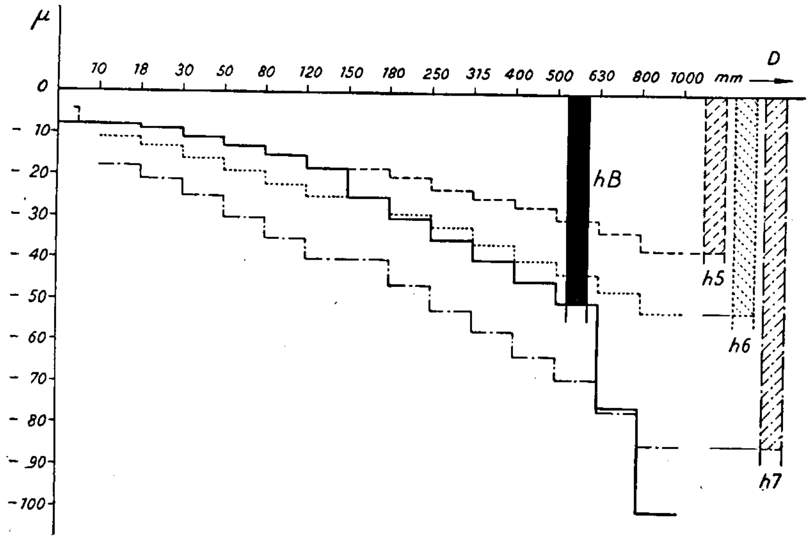
Podane w tablicy II odchyłki dla D_m są uwidocznione na rys. 3.

Symbole tolerancyj dla średnic zewnętrznych łożysk tocznych

Wg ISA symbolem dla tolerancji średnicy zewnętrznej łożysk tocznych jest *hB*, zatem podane w tablicy II odchyłki dotyczą tolerancji średnicy zewnętrznej *hB*, co zostało uwidocznione w tytule tabeli.

Litery *hB* oznaczają:

„h" — jest symbolem pola tolerancyjnego dla wałka podstawowego *h* w międzynarodowym układzie tolerancyj ISA. Nadmienić przy tym należy, że dla średnic 10 ÷ 150 mm *hB* pokrywa się z *h5*, a polem aż do 630 mm, prawie



Rys. 3. Porównanie odchyłek nominalnych *hB* średnicy zewnętrznej pierścienia zewnętrznego z odchyłkami o symbolach *h5*, *h6* i *h7*: pełna linia — odpowiada tolerancji *hB* dla D_m, kreskowa — *h5*, kropkowa — *h6*, punktowa — *h7*.

Przy ustaleniu tolerancyj dla zewnętrznych średnic seryj łożysk, lżejszych niż seria 2, powinien być niewątpliwie brany pod uwagę wzgląd, że pierścienie te są bardzo cienkościenne. Oznacza to, że dopuszczalna odchyłka od okrągłości może być podana jedynie dla małych łożysk, których pierścienie nie są stosunkowo tak cienkościenne, jak w większych łożyskach. Dla większych łożysk winny

[2]) Zainteresowanych odsyłamy do pracy Dr *Arvida Palmgrena* p. t. Ball and Roller Bearing Engineering rozdział: Plan generalny dla głównych wymiarów łożysk tocznych.

z *h6*. Na rys. 3 podano dla celów porównawczych obok tolerancji *hB* ponadto tolerancja *h5*, *h6* i *h7* „B" — **b**earing, jak poprzednio.

Położenia pola tolerancyjnego średnic zewnętrznych łożyska

Jak wyżej podano, *hB* jest tolerancją ujemną tj. granica strony przechodniej leży na linii zerowej. To położenie pola tolerancyjnego daje z gniazdem oprawy o symbolu *H* — pasowanie suwliwe, *J* — pasowanie przylgowe, a z *K*—, *M*—, *N*— i *P*— coraz ciaśniejsze pasowania. Mamy więc możność uzyskania

właściwego pasowania w gnieździe oprawy w zależności od różnych przypadków obciążenia i wbudowania przy czym należy stosować takie rozmieszczenia pól tolerancyjnych dla gniazd, jakie są właściwe dla tych przypadków.

Tolerancje dla łożysk poosiowych kulkowych i rolkowych

Tolerancja otworów dla pierścieni, które są osadzone na wale jest *KB*, a odchyłki podaje tabela I.

Tolerancje średnic zewnętrznych dla płaskich pierścieni, które osadzone są w oprawie, są naogół zgodne z *h*6.

Tolerancje szerokości dla promieniowych łożysk tocznych

Tolerancja szerokości pierścieni jest ujemna i odpowiada mniej więcej — *h*11. Wyjątek stanowią łożyska rolkowo-stożkowe, które mają szerszą tolerancję, gdyż w tym typie łożysk szerokość pojedyńczego pierścienia nie odgrywa większej roli przy montażu.

Inż.-mech. JAN OBALSKI

ŁOŻYSKA I OSIE PRZYRZĄDÓW MIERNICZYCH

1. Znaczenie dobrego ułożyskowania

Obrotowe lub wahliwe połączenia elementów przyrządów mierniczych dokonywa się za pomocą łożysk i osi, podobnie jak w innych mechanizmach maszynach. Szczególne znaczenie posiada w tych przyrządach ułożyskowanie elementu, zwanego *elementem czynnym* lub *organem mierniczym*. Przykładami takiego organu mogą być np. wirnik lub tłok wodomierza, miech gazomierza, zwojnica ruchoma licznika energii elektrycznej, rolka miernicza planimetru, wahadło lub balans zegara.

O ile w maszynach i przyrządach niemierniczych dobre ułożyskowanie i związane z tym małe tarcie i luzy mają znaczenie tylko ze względu na ujemny wpływ tych czynników na sprawność energetyczną, na grzanie lub zużycie, to w przyrządach mierniczych najważniejszy jest wzgląd na *sprawność mierniczą:* dokładność i niezmienność wskazań oraz trwałość tych właściwości. Naogół siły uruchamiające organy czynne przyrządów mierniczych są niewielkie i wobec tego hamujące działanie tarcia w łożyskach ma duże znaczenie. Im większe tarcie, tym jest wyższa granica rozruchu, t. j. najmniejsza wartość wielkości mierzonej, przy której przyrząd zaczyna wskazywać. Głównie tarcie to powoduje np., że nowy wodomierz skrzydełkowy o średnicy 20 mm nie rejestruje w ogóle przepływów o natężeniu mniejszym od $\approx$ 25 litrów na godzinę, a dopiero powyżej $\approx$ 50 litrów na godzinę błędy nie przekraczają 2%. W dążeniu do obniżenia granicy rozruchu wykonywa się organy czynne możliwie lekkie, ale najważniejszym czynnikiem jest odpowiednie *ułożyskowanie*. Podobnie luzy pomiędzy częściami łączonymi powodują zmienność wskazań i obniżają wartość metrologiczną przyrządu.

2. Klasyfikacja łożysk

Podobnie jak łożyska maszyn, można podzielić *łożyska przyrządów mierniczych* (i w ogóle przyrządów prezycyjnych) na a) *ślizgowe* i b) *toczne*. Pierwsze z nich mogą być, zależnie od kształtu powierzchni ślizgowych: *cylindryczne, stożkowe* lub *kuliste*; do tych ostatnich należą też, najpospolitsze w przyrządach mierniczych, *łożyska ostrzowe*. Łożyska toczne są budowane bądź jako rolkowe i kulkowe o konstrukcji zbliżonej do takich łożysk, spotykanych w maszynach, bądź jako nożowe, stosowane, gdy element ruchomy wykonywa ruch wahadłowy (np. w wagach) lub doznaje jednokierunkowego wychylenia (np. w czujnikach mechanicznych).

Inna zasada podziału łożysk jest uzależniona od tego, czy ośka wraz z czopami jest ruchoma, a element obracający się połączony z nią na stałe, czy też ośka jest nieruchoma, a element obraca się na niej. Ten ostatni sposób łożyskowania posiada małe zastosowanie, o ile chodzi o główne elementy przyrządów mierniczych; przykładami ich może być osadzenie rękojeści korb lub połączenia zawiasowe. Tymi wypadkami nie będziemy się zajmowali.

3. Ogólne uwagi konstrukcyjne

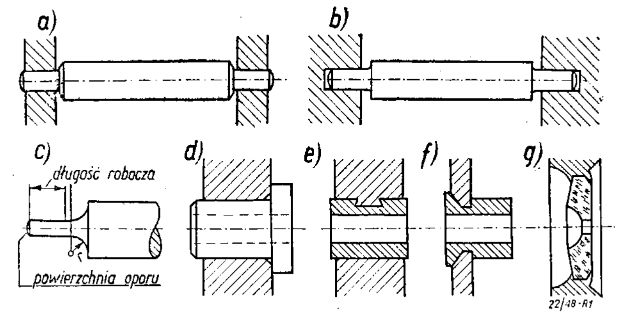
Warunek możliwie małego tarcia wymaga, aby stykające się powierzchnie ruchome były jak najmniejsze. Z tego powodu czopy posiadają znacznie mniejsze średnice, niż ośki, w niektórych wypadkach 0,5 mm i mniej. W związku z tym, jednak, w miejscach styku niektórych łożysk (np. ostrzowych i nożowych) panują znacze naciski. Oczywiście wymaga to pierwszorzędnych materiałów, zarówno pod względem twardości, jak i ścieralności. Stosuje się zwykle niejednakowe materiały współpracujących części, więc stal

na mosiądzu, brązie lub żeliwie; w zegarkach, wagach laboratoryjnych i tp. przyrządach wysokiej dokładności stosuje się też elementy z kamieni półszlachetnych (agat, korund, szafir). Przy projektowaniu należy brać pod uwagę niebezpieczeństwo uszkodzenia przy transporcie. Ponad to w przyrządach pracujących w zmiennych położeniach, zmiany te nie powinny mieć dostrzegalnego wpływu na siły tarcia (ważne np. w przyrządach samolotowych).

Ważnym zagadnieniem jest *smarowanie.* W przyrządach wysokiej dokładności unika się smarowania w ogóle ze względu na niestałość lepkości smaru (wskutek zanieczyszczeń i zmian temeperatury), poza tym smarować należy umiarkowanie, stosując najlepszą rzadkopłynną oliwę pochodzenia przeważnie mineralnego, znaną pod nazwą oliwy zegarkowej.

4. Łożyska ślizgowe cylindryczne

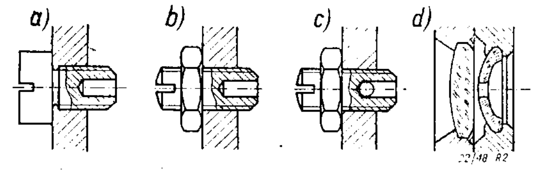
Najprostszą postać takich łożysk przedstawia rys. 1a. Powierzchnie czołowe ośki za-



Rys. 1.

bezpieczają przed przesuwem osiowym. Gdy chodzi o uniknięcie tarcia tych powierzchni, wykonywa się łożyska według rys. 1b tak, iż w razie nacisku osiowego, tarcie jest ograniczone do małej powierzchni kulisto zakończonych czopów. Czopy o średnicy poniżej 1 mm (np. w zegarkach) posiadają łagodne przejście do średnicy ośki (rys. 1c) w celu ich wzmocnienia.

Łożyska są zwykle niedzielone. Nieraz stanowią je wprost otwory w odpowiednich częściach kadłuba przyrządu, w innych wypadkach stosuje się tuleje (np. gdy materiał kadłuba jest nieodpowiedni lub grubość ścianki kadłuba zbyt mała). Tuleje te mogą być bądź nierozłączne (np. wprasowane rys. 1d, wtopione rys. 1e, wnitowane rys. 1f, osadzone rys. 1 g—te ostatnie stosowane w łożyskach kamiennych; wgłębienie zawiera zapas oliwy), bądź odejmowalne (np. wkręcane z oporem stałym rys. 2a lub wkręcane o zmiennym zagłębieniu rys. 2b — te ostatnie pozwalają regulować luz osiowy). Rys. 2c

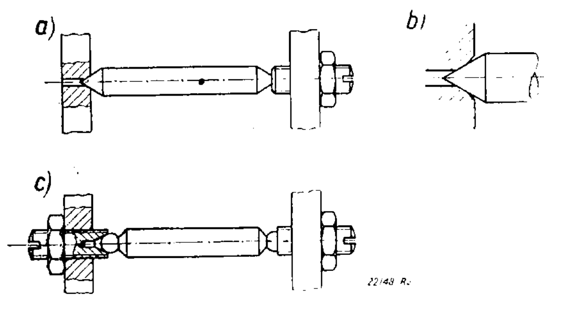


Rys. 2.

przedstawia łożysko przejmujące nacisk osiowy za pomocą stalowej kulki, rys. 2 d — takież z oporem kamiennym.

5. Łożyska ślizgowe stożkowe

Łożyska ślizgowe stożkowe mają częste zastosowanie w planimetrach itp. przyrządach. Zwykle ośka posiada czopy stożkowe zewnętrzne o kącie wierzchołkowym ≈ 60^0 (rys. 3a), osadzone w odpowiednich wgłębieniach stalowych śrub łożyskowych. Pra-



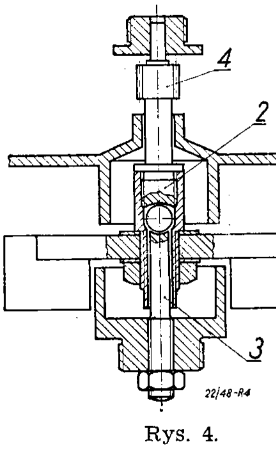
Rys. 3.

cuje tylko mała część powierzchni stożka (rys. 3b), przy czym nie pracujące ostrze obraca się swobodnie w nawierconym otworze. Rzadziej stosuje się konstrukcję, w której ośka posiada stożkowe wgłębienia, a śruby łożyskowe takież ostrza.

6. Łożyska ślizgowe kuliste

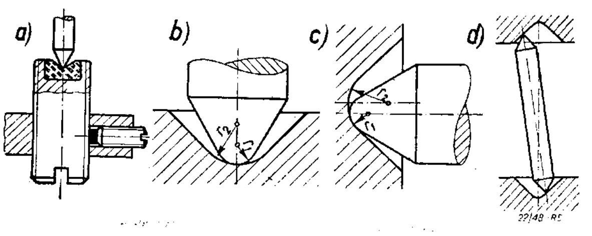
Łożysko takie, odpowiadające rys. 3a, jest przedstawione na rys. 3c. Obie śruby łożyskowe dają się regulować, dzięki czemu cała ośka może się nieco przesuwać, co ułatwia montaż Rys. 4 przedstawia łożysko poosiowe wodomierza skrzydłowego: wirnik *1* opiera się wkrętką *2* na nieruchomym trzpieniu *3* za pośrednictwem kulki stalowej. Zakończenie wkrętki *2* i trzpienia *3* stanowią wklęsłe powierzchnie kuliste. Kółko *4* przenosi ruch wirnika na liczydło.

Do tej samej kategorii łożysk należą łożyska *ostrzowe*, stosowane m. in. w przyrządach mierniczych elektrycznych, jako ło-



Rys. 4.

żyska dla osi pionowych (rys. 5a) lub poziomych. Óskę wykonywa się przeważnie z aluminiowej lub mosiężnej rurki, do której u dołu wwalcowuje się lub wkręca stalowy



Rys. 5.

czop z zakończeniami „ostrzowymi", a właściwie stanowiącymi powierzchnię kulistą o promieniu rzędu 0,025 mm. Łożyska są kamienne, w postaci czasz o promieniu rzędu 0,1 mm lub stożków o głębokości 0,3 ÷ 0,5 mm. Opierając się na wzorze *Hertza* na lokalne odkształcenie w miejscu wzajemnego nacisku ciał, można wyprowadzić następujące wzory na maksymalne naprężenie w dolnym łożysku ostrzowym (rys. 5b),

$$\sigma = \sqrt[3]{0{,}253 \cdot P \cdot \frac{(^1/_{r_1} - {}^1/_{r_2})^2}{(^1/_{E_1} + {}^1/_{E_2})^2}}$$

oraz na moment sił tarcia

$$M_T = k \cdot P \cdot \sqrt[3]{0{,}68 \cdot P \cdot \frac{^1/_{E_1} + {}^1/_{E_2}}{^1/_{r_1} - {}^1/_{r_2}}} \ .$$

We wzorach tych oznacza k — współczynnik proporcjonalności zależny od współczynnika tarcia; P — ciężar elementów opartych w łożysku, E_1 i E_2 moduły sprężystości materiału ostrza i kamienia łożyska, r_1, r_2 — promienie zaokrąglenia ostrza i kamienia. Z wzorów tych wynika, że M_T jest tym mniejsze, im mniejszy promień zaokrąglenia ostrza r_1 t. j. im jest ono ostrzejsze; jednakże ze zmniejszeniem r_1 wzrasta naprężenie σ i błąd wskutek przechylania się osi (p. niżej).

Przyjmując np.

$$P = 1 \text{ G}, \ r_1 = 0{,}03 \text{ mm}, \ r_2 = 0{,}15 \text{ mm},$$
$$E_1 = 2{,}2 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2 \text{ (stal)}, \quad E_2 = 1 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2 \text{ (agat)},$$

otrzymamy

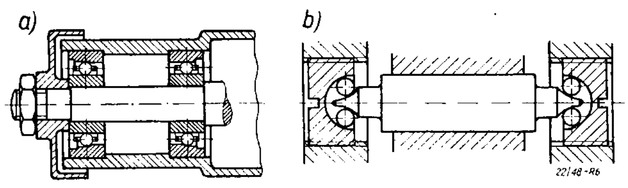
$$\sigma = \sqrt[3]{0{,}253 \, \frac{1}{1000} \, \frac{(^1/_{0{,}003} - {}^1/_{0{,}015})^2}{(^1/_{2{,}2 \cdot 10^6} + {}^1/_{10^6})^2}} \approx 200 \text{ kG/mm}^2$$

Jak widać, naprężenia wypadają bardzo znaczne; biorąc pod uwagę, że np. ciężar organu czynnego amperometru lub tp. jest rzędu kilku gramów, zrozumiemy, że w praktyce naprężenia te osiągają nawet więcej, niż 200 kG/mm², podczas, gdy granica dopuszczalnych naprężeń dla najlepszej stali wynosi w tych wypadkach ≈ 400 kG/mm². Podobne wnioski dotyczą łożysk poziomych (rys. 5c).

Ważny wpływ na błędy wskazań przyrządów z łożyskami ostrzowymi mają też luzy, które muszą istnieć choćby ze względu na zmiany długości elementów w zależności od temperatury. Powodują one przychylenie osi, jak to schematycznie i w przesadzie dla osi pionowej pokazano na rys. 5d. Mimośrodowe położenie osi poziomej na rys. 5c również jest tym spowodowane. Wynikająca stąd pewna nieokreśloność miejsc zetknięcia jest jedną z przyczyn zmienności sił tarcia, a więc i rozbieżności wskazań przyrządu, a poza tym bezpośrednio wpływa na niewłaściwe ustawienie się elementów wskazujących. Jednym ze sposobów zmniejszenia tego ujemnego wpływu luzu jest zmniejszenie promienia r_2. Bardziej precyzyjne przyrządy należy w miarę możności projektować tak, aby oś organu czynnego była pionowa.

7. Łożyska toczne rolkowe i kulkowe

Łożyska te powodują znacznie mniejsze tarcie, niż ślizgowe; w stosunku do ostrzowych pozwalają na większe obciążenia. Są one jednak mniej używane w przyrządach mierni-



Rys. 6.

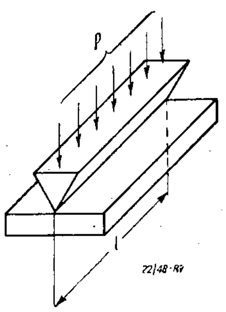
czych, zwłaszcza, gdy zależy na bardzo dokładnym niezmiennym wzajemnym ustawieniu elementów, jak np. w wagach. *Łożyska kulkowe* są stosowane bądź w normalnym wykonaniu z pierścieniem wewnętrznym, zewnętrznym i klatką, bądź ze względu na konieczność w wielu wypadkach możliwego zmniejszenia wymiarów — bez pierścienia

wewnętrznego; wtedy kulki biegną bezpośrednio na czopie. Łożyska mogą być wykonywane jako promieniowe lub poosiowe. Rys. 6a przedstawia ułożyskowanie promieniowe osi tachometru. Łożyska według rys. 6b z czopami stożkowymi lub łukowymi mogą przejmować naciski poosiowe, przy czym istnieje możliwość regulacji luzu. Łożyska tego typu są używane w szybkobieżnych (ok. 9000 obr/min) przyrządach żyroskopowych.

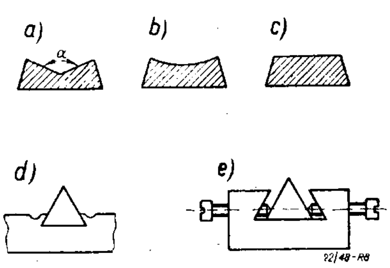
8. Łożyska nożowe

Łożyska nożowe posiadają bardzo duże znaczenie w przyrządach mierniczych. Łożysko takie stanowi pryzmatyczny stalowy lub kamienny nóż, połączony z jednym z ruchomych elementów i spoczywający na stalowej lub kamiennej panewce, połączonej z współpracującym elementem. Podobnie jak w łożyskach ostrzowych zamiast idealnego ostrza mamy kuliste zakończenie, tak i w łożyskach nożowych nóż posiada drobne zaokrąglenie i podczas ruchu wahadłowego połączonego z nim elementu, toczy się właściwie po panewce.

Przyjmując, że panewka jest płaska (rys. 7), a promień zaokrąglenia ostrza $= r$ cm, długość noża $= l$ cm, obciążenie $= P$ kG, współ-



Rys. 7.



Rys. 8.

czynnik sprężystości materiału noża i panewki $= E$ kG/cm^2, otrzymamy naprężenie w miejscu oparcia zgodnie z wzorem *Hertza:*

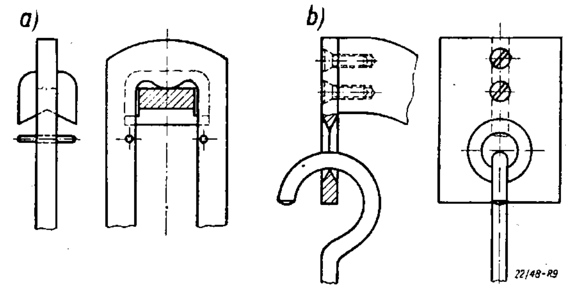
$$\sigma = \sqrt{0{,}175 \cdot \frac{P\,E}{l\,r}} \quad .$$

Jeżeli nóż jest stalowy ($E = 2{,}2 \cdot 10^6$ kG/cm^2); $P = 1$ kG, $l = 20$ mm; $r = 0{,}003$ mm, to

$$\sigma = \sqrt{0{,}175 \cdot \frac{1 \cdot 2{,}2 \cdot 10^6}{2 \cdot 0{,}0003}} \approx 250 \text{ kG/mm}^2 \quad .$$

Jak więc widać, naprężenia są bardzo znaczne, podobnie jak w łożyskach ostrzowych. Z drugiej strony wysoka dokładność wskazań wagi wymaga zachowania niezmiennej odległości noży. Tak więc np. przy długości ramion wagi analitycznej 10 cm i wymaganej dokładności wskazań 10^{-6}, długości te muszą być stałe w granicach 0,1 μ. Z przykładu tego wynika, jak trudne zadanie stanowi pogodzenie warunków wytrzymałości i dokładności w wagach. Trzeba przy tym wziąć pod uwagę, że przykład nasz jest jeszcze bardzo odległy od wag najwyższej dokładności, która jest rzędu 10^{-8}, czyli sto razy większa.

Płaszczyzny ostrza noża stalowego tworzą kąt od 30° przy małych nośnościach, aż do 90° przy dużych. Noże kamienne są bardziej tępe. Ostrze musi być możliwie doskonale prostoliniowe. Panewki mogą być daszkowe, cylindryczne lub płaskie (rys. 8a, b, c), przy czym kąt $\alpha \approx 140°$. Panewki cylindryczne nie są wskazane, gdyż przy nieco ukośnym ustawieniu noża ostrze jego styka się tylko końcami. Panewki płaskie, stosowane w wagach bardziej precyzyjnych, dają się dokładnie płasko wypolerować i zapewniają zetknięcie z nożem na całej długości; wymagają jednak dodatkowych urządzeń wyłącznikowych. Materiał panewki musi być w zasadzie twardszy niż noży, materiał noża powinien mieć przy tym wysoką wartość E. Z tych względów w bardziej precyzyjnych wagach wykonywa się przeważnie noże stalowe, a panewki agatowe. Jedynie wtedy, gdy waga pracuje w oparach chemicznych, stosuje się też noże agatowe. Poza tym zamocowanie noży stalowych jest łatwiejsze, niż kamiennych. Noże zamocowuje się w belce, a panewki w postumencie wagi, co w większym stopniu zapewnia stałość długości dźwigni. Różne sposoby osadzenia noży przedstawiają rys. 8d i 8e. Pierwszy z nich przedstawia nóż dobijany („sztamowany"); drugi — nóż przymocowany 4 śrubkami nastawnymi, co umożliwia regulację równoległości jego ostrza do ostrzy innych noży i prostopadłości do płaszczyzny belki. Umieszczając śrubę pod nożem mamy też możliwość regulacji w kieruku pionowym. Panewki są dobijane bądź przymocowywane śrubami. Rys. 9a i 9b przedstawiają tańsze wykonania



Rys. 9

łożysk, spotykane w wagach handlowych. Panewka na rys. 9a jest założona w wieszaku luźno i w ten sposób może się nieco wahać; kołeczki pod panewką zabezpieczają ją przed wypadnięciem.

DZIAŁ ODLEWNICZY

Prof. inż. KAZIMIERZ GIERDZIEJEWSKI

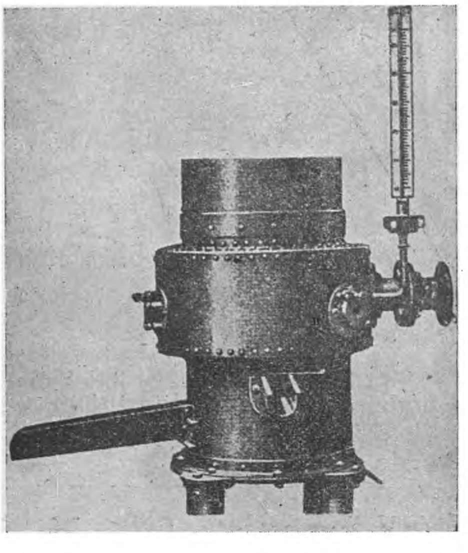
KONTROLA TOPIENIA W ŻELIWIAKU

Kontrola topienia obejmuje: a) kontrolę ciśnienia i natężenia (ilości) dmuchu, b) kontrolę składu i temperatury spalin, c) kontrolę temperatury żeliwa i ewentualnie żużla.

Szczególne znaczenie z punktu widzenia prawidłowego biegu żeliwiaka posiada znajomość natężenia dmuchu, wprowadzanego do żeliwiaka oraz jego ciśnienia.

1. Pomiar ciśnienia

Ciśnienie dmuchu w żeliwiaku wyznaczamy najczęściej przez pomiar ciśnienia w skrzyni dmuchowej lub w samym szybie pieca za pomocą manometru naczyniowego w kształcie rurki *U* (rys. 1). Mówimy wtedy o *ciśnieniu statycznym* dmuchu, wyrażonym najczęściej w mm słupa wody.



Rys. 1. Pomiar statycznego ciśnienia dmuchu w żeliwiaku.

Należy zauważyć, że wahania manometru, ustawionego na skrzyni dmuchowej, sygnalizują tylko zmiany oporu dmuchu, zachodzące podczas biegu żeliwiaka; obserwując je, możemy śledzić prawidłowość opuszczania się nabojów, określać stopień ożużlowania się dysz, zapobiegać tworzeniu się zawieszeń i tp. Natomiast natężenie dmuchu nie zależy od obserwowanego ciśnienia; może ono być bardzo znaczne przy ciśnieniu niskim i niewystarczające przy ciśnieniu wysokim: koniecznym więc jest ustawienie dodatkowych aparatów, umożliwiających kontrolę natężenia dmuchu.

Przypomnieć w tym miejscu należy, w celu uniknięcia nieporozumień, o ilościowym związku pomiędzy ciśnieniem mierzonym w atmosferach technicznych (kG/cm² lub at) i atmosferach fizycznych (Atm).

Związek ten jest następujący:

$$1 \text{ Atm} = 1{,}0332 \text{ at (kG/cm}^2) =$$
$$= 760 \text{ mm słupa rtęci przy } 0\ C$$

$$1 \text{ at} = 0{,}9678 \text{ Atm} =$$
$$= 735{,}56 \text{ mm słupa rtęci przy } 0\ C.$$

W obliczeniach stosuje się często jako jednostkę ciśnienia

$$1 \text{ kG/m}^2 \approx 1 \text{ mm sł. wody;}$$
$$1 \text{ kG/cm}^2 = 10000 \text{ kG/m}^2 .$$

2. Zasada pomiaru natężenia dmuchu

Przepływ gazów, a więc i powietrza, przez przewody i wnętrze pieca jest zjawiskiem złożonym, zależnym od rodzaju gazów, kształtu i charakteru przewodów, rur i tp.

Pomiar natężenia dmuchu, doprowadzanego do żeliwiaka, opiera się przeważnie na dwóch metodach:

a) wyznaczeniu szybkości strugi powietrza (m/sek) w punkcie przewodu, w którym panuje szybkość równa przeciętnej wartości dla całego przekroju przewodu; szybkość ta pomnożona przez przekrój przewodu (m²) daje natężenie przepływu (m³/sek); można też mierzyć szybkość w innym określonym punkcie przekroju przewodu, mnożąc ją następnie przez odpowiedni współczynnik. Pomiaru tego dokonywa się za pomocą t. zw. *rurek spiętrzających (np. rurek Pitota),*

b) wyznaczeniu przeciętnej szybkości powietrza w przewodzie za pomocą pomiaru różnicy ciśnień w dwóch miejscach przewodu o różnych wielkościach przekroju, przy czym różnice przekrojów uzyskuje się za pomocą wstawionej w przewód *zwężki mierniczej (kryzy, dyszy* lub *rury Venturi'ego);* od tej szybkości przechodzi się do natężenia przepływu tak, jak w wypadku a).

Zarówno jedna jak i druga metoda opiera się na zasadzie zachowania energii, odniesionej do zjawiska przekształcenia energii przepływającego płynu. *Energia* płynu w poziomym przewodzie składa się w każdym jego przekroju z dwóch składników: *energii ciśnienia,* którą wykazuje manometr, przyłączo-

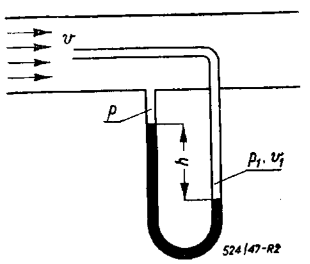
ny do przewodu oraz *energii szybkości.* Pierwsza jest energią potencjalną, druga — kinetyczną. Suma obu składników jest stała. Jeżeli przewód w miejscu *1* posiada przekrój większy, niż w miejscu *2*, to w miejscu *1* będzie panowało większe ciśnienie, ale za to mniejsza szybkość, niż w miejscu 2. Ciśnienie, wykazywane przez manometr włączony do przewodu jest ciśnieniem statycznym (kG/m²), natomiast ciśnienie, które można uzyskać w razie zamiany energii szybkości v (m/sek) na energię ciśnienia nazywa się *ciśnieniem szybkości (dynamicznym)* i wynosi

$$\frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{2},$$

gdzie γ jest ciężarem właściwym przepływającego płynu (kG/m³), zaś g przyśpieszeniem ziemskim ($g = 9{,}81$ m/sek²). Łatwo sprawdzić, że wymiar ciśnienia szybkości jest również kG/m².

3. Pomiar natężenia dmuchu za pomocą rurek spiętrzających

Rys. 2 wyjaśnia zasadę pomiaru szybkości przepływu za pomocą *rurki spiętrzającej.* W przewodzie przepływa ruchem ustalonym powietrze, przy czym szybkość jego jest v a ciśnienie statyczne p. W kolanie rurki ma-



Rys. 2. Schemat rurki spiętrzającej.

nometrycznej po lewej stronie panuje to ciśnienie statyczne p, zaś po prawej stronie, gdzie szybkość powietrza $v_1 = 0$ — ciśnienie p_1 jest równe sumie ciśnienia statycznego i ciśnienia szybkości. Stosownie do zasady zachowania energii

$$p + \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = p_1$$

lub

$$p_1 - p = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{2}.$$

Różnica wzniesień poziomów wody h w kolanie manometrycznym będzie miarą różnicy $p_1 - p$, a więc również szybkości v. Przyjmując zatem ciężar właściwy wody w rurce $= 1000$ kG/m³, otrzymamy dla h w milimetrach, po przekształceniu

$$v = \sqrt{\frac{2\,g}{\gamma}\,h}.$$

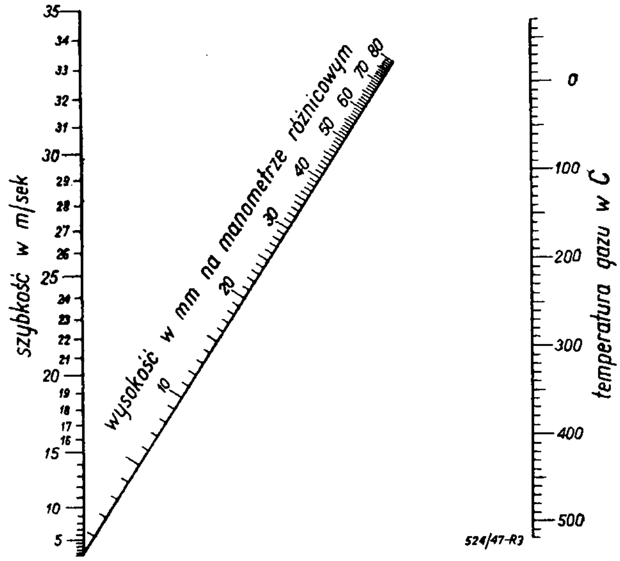
Ponieważ ciężar właściwy powietrza zmienia się w zależności od temperatury t według wzoru

$$\gamma = \frac{1{,}293}{1 + \alpha_0 t},$$

gdzie $\alpha_0 = 0{,}00367$, zatem w temperaturze t będzie

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\,h\,(1 + \alpha_0\,t)}{1{,}293}}.$$

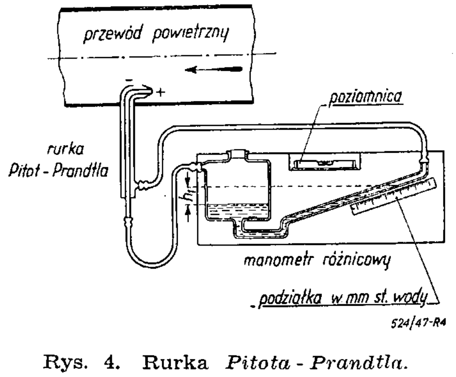
Nomogram, podany na rys. 3, ułatwia posługiwanie się tym wzorem w praktyce. Łącząc odpowiednie punkty podziałki prawej



Rys. 3. Nomogram do wyznaczania szybkości przepływu dmuchu.

i środkowej i prowadząc linię do przecięcia się z podziałką lewą, odczytujemy na niej rzeczywistą szybkość przepływu w metrach na sekundę.

Zasada rurki spiętrzającej w praktyce jest realizowana przez *rurkę Pitota — Prandtla,* skonstruowaną wg schematu podanego na rys. 4. Powietrze, wchodzące przez otwór + posiada ciśnienie statyczne + ciśn. szybkości,



Rys. 4. Rurka *Pitota - Prandtla.*

zaś przez szczelinę — ciśnienie statyczne, których różnicę odczytujemy na skali

w szklanej kolankowo zgiętej rurce. W celu zmniejszenia błędów odczytania przez zwiększenie przekładni wskazania, stosujemy manometr pochyły, jak to widać z tegoż rysunku 4. W tej postaci manometr różnicowy jest używany w praktyce.

Zaletą tej metody pomiaru szybkości jest łatwość umieszczania rurki *Pitota — Prandtla* w przewodzie powietrznym oraz niewysoki koszt całego przyrządu; natomiast wadą jest łatwe zanieczyszczanie się otworów rurki kurzem i smarami, jak również konieczność dokładnego umiejscowienia jej w przewodzie. Ostatnie wynika z tego, że szybkości przepływu strugi powietrza w przewodzie są niejednakowe.

Zachodzi pytanie, w którym punkcie przekroju powinien być umieszczony przy pomiarze wlot rurki *Pitota — Prandtla*. Praktykowane nieraz umieszczenie go w odległości 1/3 średnicy od powierzchni przewodu, gdzie panuje w przybliżeniu przeciętna szybkość powietrza, nie jest godna zalecenia, gdyż wtedy najmniejsza niedokładność ustawienia rurki powoduje znaczny błąd. Daleko pewniejsze jest ustawienie wlotu rurki w środku przewodu, gdzie panuje szybkość maksymalna; wtedy wynik pomiaru trzeba pomnożyć przez 0,84. Znajomość szybkości przepływu w m/sek łącznie ze znajomością średnicy przewodu powietrznego lub jego przekroju F w m^2, pozwala ustalić w metrach sześciennych na minutę natężenie doprowadzonego dmuchu Q według wzoru

$$Q = 60 \cdot F \cdot v$$

4. Pomiar natężenia dmuchu za pomocą zwężek

Inna metoda wyznaczania natężenia dmuchu jest oparta na pomiarach różnicy ciśnień, powstających przy przejściu strumienia powietrza przez zwężkę. Zwężkę taką może stanowić *kryza* (rys. 5), *dysza* (rys. 6) lub *rura Venturi'ego* (rys. 7).

Za pomocą manometru różnicowego, włączonego do przewodu przed zwężeniem przekroju i poza zwężeniem, mierzy się różnicę ciśnień (mierniczy spadek ciśnienia) h (w mm sł. wody czyli kG/m^2). Wtedy natężenie przepływu

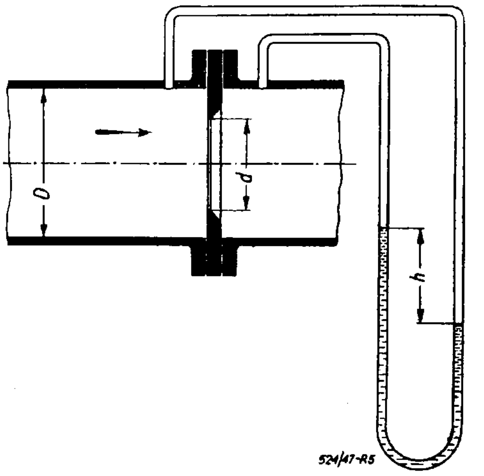
$$Q = 60\, \alpha f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} h}\ m^3/min,$$

gdzie

f — powierzchnia otworu zwężki w m^2,

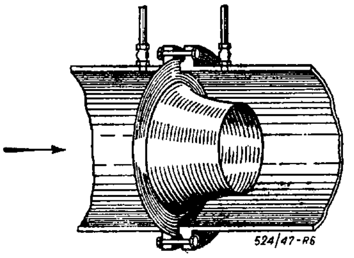
α — współczynnik przepływu, zależny od stosunku m powierzchni przekroju zwężonego (o średnicy d) do przekroju przewodu (o średnicy D) czyli od $m = d^2 : D^2$;

γ — ciężar właściwy przepływającego medium (powietrza) w stanie przed zwężką w kG/m^3.



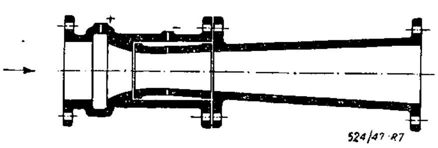
Rys. 5. Zastosowanie kryzy do pomiaru natężenia dmuchu.

Wzór ten dla cieczy jest dostatecznie dokładny niezależnie od ciśnienia cieczy, natomiast dla ściśliwego medium (więc i dla



Rys. 6. Dysza miernicza.

powietrza) tylko wtedy, gdy mierniczy spadek ciśnienia nie przekracza 5% ciśnienia. W przeciwnym wypadku trzeba jeszcze uwzględnić t. zw. *współczynnik ściśliwości.*



Rys. 7. Rura *Venturi'ego.*

W praktyce powyższy wzór stosuje się zwykle w następującej postaci, którą otrzymuje się przez zastąpienie f przez $\frac{\pi d^2}{4}$, gdzie d średnica otworu zwężki w mm, oraz przez ujęcie wszystkich wartości stałych jedną liczbą

$$Q = 0{,}00021\, \alpha\, d^2 \sqrt{\frac{h}{\gamma}}\ m^3/min$$

Tablica wartości współczynnika α dla znormalizowanych kryz i dysz wg ISA

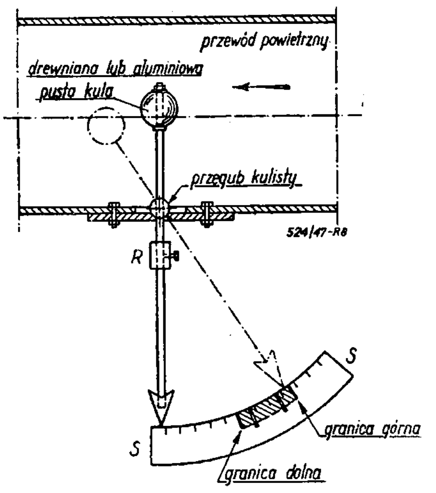
$m = d^2 : D^2$							
0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
α dla kryz							
0,624	0,634	0,646	0,661	0,677	0,696	0,717	0,742
α dla dysz							
1,006	1,016	1,029	1,045	1,066	1,096		

Z wymienionych wyżej trzech rodzajów zwężek najczęściej stosowane są kryzy i dysze.

Zaletą kryzy jest łatwość wmontowania jej w instalację istniejącą i pewność działania wskutek utrudnionego zanieczyszczenia. Kryza daje prawie jednakowe wyniki jak dysza pod warunkiem, że jest prawidłowo wmontowana [1]), lecz wmontowanie dyszy jest bardziej skomplikowane. *Rura Venturi'ego* jest rzadziej stosowana, przeważnie w wypadkach większych instalacyj, połączonych z automatyczną regulacją ilości dmuchu.

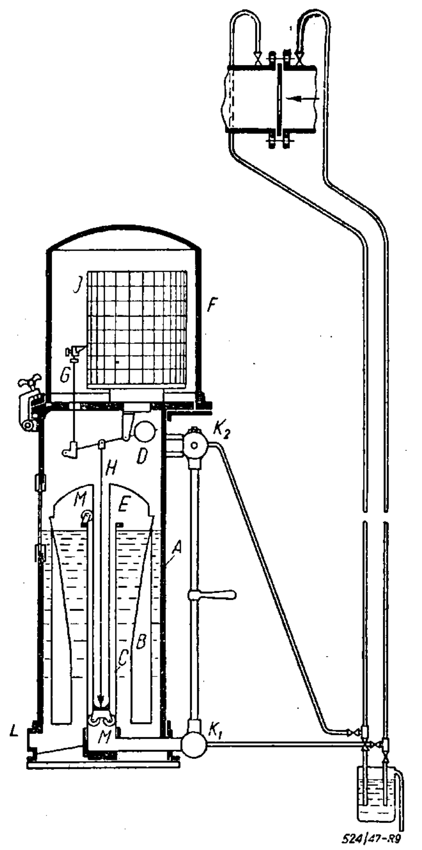
5. Pomiar natężenia dmuchu za pomocą przyrządów uchylnych

W odróżnieniu od dotychczas opisanych rurek spiętrzających i przyrządów zwężkowych *A. Le Thomas* zaproponował bardzo



Rys. 8. Przyrząd *Le-Thomasa* do pomiaru natężenia dmuchu.

proste urządzenie, pozwalające na łatwą kontrolę natężenia dmuchu. Przedstawione ono jest na rys. 8 i może być zastosowane we wszystkich wypadkach, kiedy wystarcza kontrola przybliżona. Urządzenie to jest tak proste, że może być wykonane własnymi środkami w każdej odlewni, zaś sposób działania jest zrozumiały bez dalszych wyjaśnień. Wyregulowanie aparatu przeprowadza się za pomocą przeciwwagi *R*, przy czym wzorcowanie odcinka *S — S* wymaga posługiwania się *rurką Pitota — Prandtla* i manometrem, które mogą być wypożyczone do tego celu



Rys. 9. Schemat aparatu dzwonowego.

A. Zbiornik z cieczą.
B. Dzwon
C. Rurka wewnętrzna nieruchoma.
D. Przestrzeń o niższym ciśnieniu (kurek *K2*).
E. Przestrzeń o wyższym ciśnieniu (kurek *K1*).
F. Osłona aparatu samopiszącego.
G. Cięgno do pióra aparatu.
H. Drążek do dźwigni głównej.
J. Bębenek aparatu zegarowego.
K1 K2. Kurki trójdrogowe.
L. Otwór na spust cieczy.

z zakładu naukowego lub większej odlewni na przeciąg kilku dni. Na skali notujemy tylko graniczne natężenie dmuchu (min. i max), odpowiadające danej instalacji oraz normalnym warunkom biegu pieca. Rzut oka na wskazówkę przyrządu pozwala stwierdzić, czy natężenie przepływu jest właściwe.

6. Przyrządy samozapisujące natężenie dmuchu

Ostatnio w odlewniach wprowadzone zostały przyrządy samozapisujące natężenie dmuchu, wprowadzanego do żeliwiaka, oparte na ruchu dźwigni, połączonej z dzwonem poruszającym się wskutek różnic ciśnienia wytwarzających się po obu jego stronach.

1) patrz normy DIN 1952.

Schemat działania takiego *aparatu dzwonowego* podany jest na rys. 9.

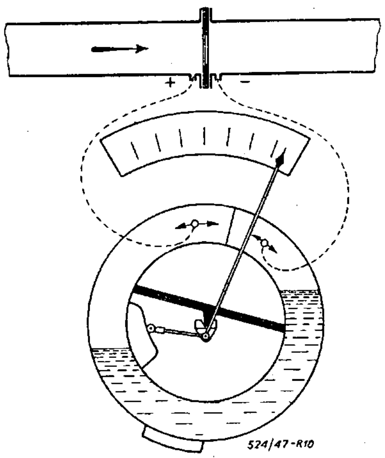
Włączony on jest w przewód powietrzny, posiadający założoną kryzę lub dyszę.

Nadmienię tylko, że zwężający się ku dołowi kształt dzwona umożliwia osiągnięcie tego, iż ruch piórka w kierunku pionowym jest proporcjonalny do $\sqrt{h}$, a nie do h, dzięki czemu rzędne otrzymanego wykresu są proporcjonalne do natężenia dmuchu Q.

Przy obrocie bębenka *I*, uruchamianego mechanizmem zegarowym, piórko rysuje linię, przedstawiającą zmianę natężenia dmuchu w czasie. Pole otrzymanego wykresu np. w czasie jednego topu jest równe (w określonej skali) ogólnej objętości powietrza wprowadzonego do żeliwiaka w tym czasie.

Wśród przyrządów tego rodzaju, szersze rozpowszechnienie znalazły aparaty w wykonaniu niemieckiej firmy *„Hydro"* i angielskiej *„Arkon"*. Ostatni, szczegółowo opisany przeze mnie w innym miejscu[2]) jest tym charakterystyczny, że rejestruje w czasie nie tylko natężenie doprowadzonego dmuchu, lecz jednocześnie i jego ciśnienie.

Najbardziej nowoczesną konstrukcją samorejestrujących przyrządów mierzących natężenie dmuchu jest t. zw. *pierścieniowy przyrząd różnicowy*, przedstawiony schematycznie na rys. 10. Jest to pierścień o przekroju kołowym, wewnątrz pusty i do połowy wypełniony cieczą. Obydwie przestrzenie nad cieczą przyłączane są w sposób elastyczny do otworów po dwu stronach kryzy, umieszczonej w przewodzie powietrznym, Zależnie od różnicy ciśnienia następuje przechylenie się pierścienia w odpowiednim kierunku, a połączona z nim wskazówka wskazuje na skali natężenie dmuchu wprowadzonego do pieca. Urządzenie nie podane na rysunku, związane z ruchem pierścienia, uruchamia piórko samopiszącego przyrządu.



Rys. 10. Pierścieniowy przyrząd różnicowy do pomiaru natężenia dmuchu.

7. Uwagi o ustawianiu przyrządów mierniczych

Przyrządy mierzące natężenie dmuchu i manometry należy ustawiać w pobliżu żeliwiaka w ten sposób, aby obserwacja wskazań ich była najłatwiejsza dla personelu kierującego pracą żeliwiaka i aby aparaty były możliwie zabezpieczone od kurzu, działania wysokiej temperatury i ewent. uszkodzeń wskutek uderzenia. Praca ich jest wtedy bardzo regularna. Niekiedy urządzenia kontrolne muszą przekazywać wyniki pracy pieców na odległość np. do pomieszczenia kierownictwa technicznego. Stosowane są wtedy *przekaźniki elektryczne*, które pozwalają na przenoszenie wskazań aparatów mierniczych na dowolną odległość.

2) „Przegląd Odlewniczy". Rocznik 1939, zesz. 6—7 str. 79.

Inż. CZESŁAW KALATA

KIEDY NALEŻY UŻYWAĆ MIANA – „ŻELIWO PERLITYCZNE"?

Wojna światowa 1914 — 1918 była jednym z bodźców do prac nad polepszeniem własności żeliwa maszynowego. Gwałtowna potrzeba materiału zastępczego zamiast stali, zmusiła do wysiłków, celem otrzymania żeliwa o własnościach wytrzymałościowych możliwie wysokich. Również rozwijający się coraz bardziej przemysł maszynowy, a szczególnie motoryzacyjny, stawiał coraz wyższe wymagania odlewnictwu żeliwa, domagając się materiału o dużej wytrzymałości mechanicznej, małej ścieralności i t. d., pod warunkiem, by koszt tego nowego materiału nie był dużo wyższy od kosztów materiału dotychczasowego i mógł być wytworzony przy użyciu stosowanych dotąd pieców do topienia.

Do badań nad żeliwem zastosowano wówczas zasady metalografii i metaloznawstwa, wprowadzone wcześniej przy badaniu stali. Badania te szły przede wszystkim w kierunku otrzymania żeliwa o wyższych niż dotąd własnościach wytrzymałościowych. Prace prowa-

dzone równocześnie w szeregu zakładów różnych państw dały wyniki dodatnie; opracowano w ten sposób kilka metod, które pozwoliły otrzymywać na skalę przemysłową żeliwo o żądanych podwyższonych własnościach wytrzymałościowych, przy czym koszty produkcji niewiele się różniły od dotychczasowych. Żeliwo otrzymywane tymi metodami różniło się pomiędzy sobą składem chemicznym, strukturą, postacią grafitu; miały jednak wspólną cechę —wyższą niż dotąd wytrzymałość na rozciąganie i zginanie. Przyjęto wtedy, że żeliwo o wytrzymałości na rozciąganie ponad 26 kG/mm^2 zalicza się już do żeliwa wyższej jakości. Żeliwa o wytrzymałości ponad 26 kG/mm^2, otrzymane w ten sposób, otrzymały różne nazwy. Nazwy te były potrzebne ze względów handlowych, gdyż każda z firm starała się odpowiednio zareklamować swój wyrób. Nazwy te pochodziły od imienia wynalazcy, bądź też od nazwy firmy produkującej. Powstały też nazwy sztuczne nie mające nic wspólnego z własnościami materiału, jak naprz. „żeliwo gwiaździste" (fabryki *F. Kruppa)* i inne. Odrębną kategorię nazw stanowiły nazwy, mające pewne cechy technicznego uzasadnienia, jak np. *fonte acierée, stalistyj czugun, Perlitguss.* Od tej ostatniej nazwy powstała polska nazwa *„żeliwo perlityczne"*, która to nazwa spowodowała i powoduje dużo nieporozumień.

Ponieważ chodzi tu wyłącznie o szare żeliwo maszynowe (obrabialne), mówimy o żeliwie, którego osnowa metaliczna może się składać czy to wyłącznie z perlitu (pomijając siarczki, eutektykę fosforową i t d.) czy też z ferrytu i perlitu. Wiadomo, że własności wytrzymałościowe żeliwa (przyjmując za stałe warunki fizyczne topienia, odlewania, stanu formy i t d.) zależą:

1) od ilości i postaci grafitu,

2) od osnowy metalicznej,

3) od składu chemicznego.

Nazwa *żeliwo perlityczne* mówi tylko o jednym z wyżej wymienionych czynników, nie mówi natomiast nic o pozostałych dwóch czynnikach, wpływających nie mniej na własności żeliwa. Nazwa ta nie określa nawet ścisłe struktury, gdyż nie mówi nic np. o wielkości ziarna perlitu, która to wielkość ma wybitny wpływ na własności żeliwa. Wobec tego nazwa „żeliwo perlityczne", jako nie określająca pewnych własności wytrzymałościowych czy innych, powinna być usunięta w wypadku stosowania jej do określenia gatunku żeliwa.

Żeliwo, którego osnowa metaliczna składa się z perlitu z wyłączeniem ferrytu, należy nazywać *żeliwem o strukturze perlitycznej,* lub dla uproszczenia można stosować nazwę *żeliwo perlityczne.* Żeliwo, którego osnowa metaliczna składa się z ferrytu i perlitu, powinno się nazywać *żeliwem o strukturze ferrytyczno - perlitycznej,* lub dla uproszczenia *żeliwem ferrytyczno - perlitycznym.* W żadnym razie nie można jednak nazywać żeliwa o wyższych własnościach wytrzymałościowych np. o R_r powyżej 26 kG/mm^2 żeliwem perlitycznym, gdyż:

1) nie każde żeliwo posiadające R_r powyżej 26 kG/mm^2 ma strukturę perlityczną, i

2) nie każde żeliwo o strukturze perlitycznej posiada R_r powyżej 26 kG/mm^2.

Powstaje wtedy kwestia, jak należy nazywać żeliwo o wyższych własnościach wytrzymałościowych?

Racjonalny sposób mianownictwa wskazuje ogłoszona w r. 1947 norma „KLASYFIKACJA ŻELIWA SZAREGO" PN/H-751, która dzieli *żeliwo maszynowe szare,* podlegające odbiorowi na pięć klas, a mianowicie: *„Żl 14", „Żl 18"; „Żl 22"; „Żl 26"; „Żl 30".* Liczby przy skrócie *„Żl"* oznaczają minimalną wytrzymałość na rozciąganie próbek żeliwnych wytoczonych ze sztabki odlanej i posiadającej w stanie surowym średnicę 30 mm.

Ponadto zawarte w powyższej normie liczby wytrzymałości na rozciąganie, zginanie oraz twardości, umożliwiają konstruktorowi dobranie odpowiedniego dla danego celu gatunku żeliwa maszynowego.

Norma ta uwzględnia t. zw. *wrażliwość żeliwa na grubość ścianek* odlewu t. j. własność, polegającą na tym, że gdy z tego samego materiału wykonamy szereg odlewów, np. próbek wytrzymałościowych o różnych grubościach ścianek, to własności wytrzymałościowe będą obniżać się w miarę wzrostu grubości ścianek. Dlatego przewiduje się w każdej klasie odlewów 3 normalne próbki wytrzymałościowe odlane w stanie surowym o Ø 20, 30 i 45 mm. Własności wytrzymałościowe tych próbek różnią się oczywiście od siebie; różnice te dają nam obraz stopnia wrażliwości różnych gatunków żeliwa na grubość ścianek odlewu.

Reasumując powyższe należy stwierdzić, że istniejąca klasyfikacja żeliwa maszynowego daje wyraźne granice określające żądany gatunek żeliwa, zarówno w zakresie niższych jak i wyższych własności wytrzymałościowych.

Należałoby zatem klasyfikację tę rozpowszechnić jak najprędzej i zaprzestać stosowania dla określenia gatunku żeliwa o wysokich własnościach mechanicznych nazw tego rodzaju, jak *„żeliwo perlityczne"* i jemu podobne, a zostawić to miano wyłącznie dla gatunków żeliwa o określonej budowie.

Inż. MARCIN RATZ

O MASZYNACH DO ODLEWANIA POD CIŚNIENIEM

1. Wstęp

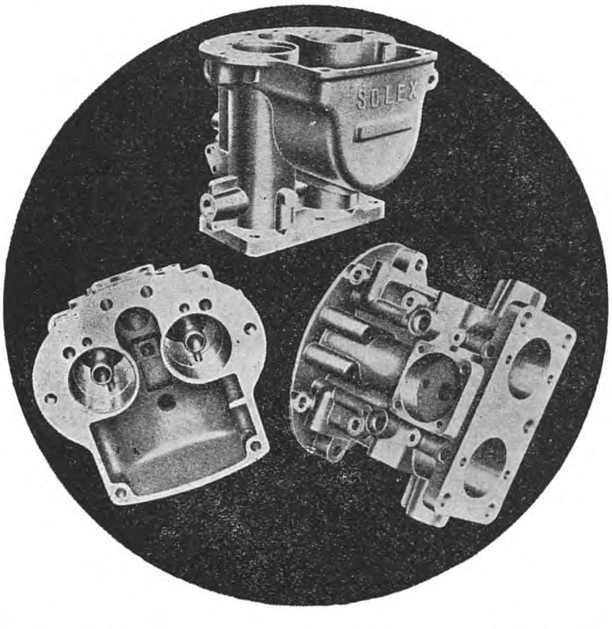
Wykonywanie odlewów pod ciśnieniem znajduje w technice coraz szersze zastosowanie. W r. 1940 światowa produkcja odlewów pod ciśnieniem wynosiła ok. 200.000 t, a od tego czasu znacznie wzrosła. Tak prędki rozwój metoda ta zawdzięcza szeregowi bezsprzecznych zalet, z których najważniejsze są: 1) dokładność wymiarów i gładkość powierzchni odlewów, 2) znaczne obniżenie kosztów własnych spowodowane wysoką wydajnością maszyny (do 500 odlewów na godzinę) oraz sprowadzeniem do minimum obróbki przez skrawanie, 3) możliwość uzyskania odlewów cienkościennych, o złożonych kształtach, wraz z gwintami lub napisami, 4) możliwość wykonania odlewu, w którym są zalewane części z innych metali, jak na przykład: zalewanie stalowej tulejki w aluminiową obsadę lub łączenie kilku części osobno wykonanych w jedną; wówczas odlew jest jak gdyby szkieletem podtrzymującym te części; może to zastąpić lutowanie, spawanie lub łączenie mechaniczne, 5) drobnoziarnistość struktury odlewu, sprzyjająca uzyskaniu większej wytrzymałości.

Odlewnictwo pod ciśnieniem stosowane jest przeważnie dla stopów ołowiowo-cynowych, cynku, aluminium, magnezu i miedzi.



Rys. 1. Przykłady drobnych przedmiotów wykonanych przez odlewanie pod ciśnieniem.

Przy produkcji przyrządów optycznych, liczników, aparatów fotograficznych i t. p. okazało się, że większość części (do 70%) może być odlewana pod ciśnieniem, pod warunkiem, aby konstrukcja ich była dostosowana do tej metody wyrobu. Najbardziej jaskrawo występują zalety odlewania pod ciśnieniem przy produkcji drobnych części o cienkich ściankach i złożonyh kształtach (rys. 1), które dawniej wyrabiane były z prętów ciągnionych przez skrawanie i gdzie do 90% materiału zdejmowano w postaci wiórów. Odlewanie pod ciśnieniem jest również szeroko rozpowszechnione w przemyśle motoryzacyjnym, zwłaszcza amerykańskim, (gaźniki, kartery i t. p.).



Rys. 2. Gaźniki samochodowe odlane pod ciśnieniem ze stopu cynku.

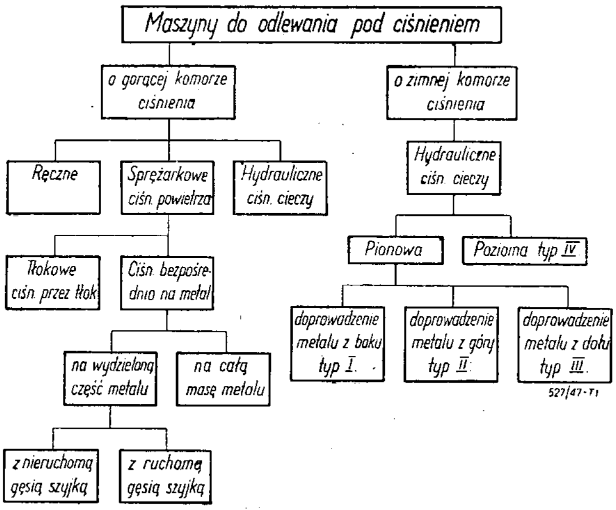
Można spotkać się nieraz z zarzutem, że odlewy pod ciśnieniem są porowate i wykazują mniejszą wytrzymałość w stosunku do odlewów piaskowych. Z charakteru procesu wynika, że odlew pod ciśnieniem w niektórych wypadkach może zawierać więcej gazów, aniżeli odlew piaskowy, jednakże przy należytej konstrukcji formy, nie wpływa to poważnie na jakość odlewu.

Głównym czynnikiem hamującym dotychczas u nas rozwój odewnictwa pod ciśnieniem, były znaczne koszty maszyn i form (kokili), wprowadzenie których opłaca się tylko w produkcji masowej lub wielkoseryjnej. Obecnie, przy zmienionym modelu gospodarczym kraju i wprowadzeniu planowej gospodarki, odlewy pod ciśnieniem mogą znaleźć szerokie zastosowanie. Pozwoli to na odciążenie parku obrabiarkowego przy jednoczesnym zwiększeniu wydajności. W celu jednak racjonalnego wykorzystania maszyn i doświadczeń byłoby wskazane stworzenie odlewni, która przejęłaby całą produkcję odlewów pod ciśnieniem.

2. Klasyfikacja maszyn do odlewania pod ciśnieniem

Stworzenie pełnej klasyfikacji maszyn do odlewów pod ciśnieniem nie jest zagadnieniem prostym, gdyż istnieje wiele ich typów; różne mogą być również podstawy klasyfikacji. Oprzemy się tutaj na klasyfikacji podanej przez *W. Plackiego* [1]), którą po wprowadzeniu pewnych zman podajemy w tablicy I. Klasyfikację maszyn do odlewania pod ciśnieniem przeprowadzamy biorąc pod uwagę następujące cechy konstrukcyjne: 1) rodzaj komory ciśnienia, 2) sposób wywierania nacisku na metal, 3) rodzaj stopu, z którego wykonujemy odlewy, 4) stopień zautomatyzowania, 5) sposób wywierania nacisku na formę.

TABLICA I



1) *Komorą ciśnienia* nazywamy przestrzeń, w której znajduje się metal poddawany naciskowi powodującemu jego przepływ do formy odlewniczej. Odróżniamy tutaj konstrukcje: a) z *komorą podgrzewaną*, zawierającą metal ciekły; są to maszyny o gorącej komorze ciśnienia i b) z *komorą niepodgrzewaną*, zawierającą metal w stanie ciastowatym; są to maszyny o zimnej komorze ciśnienia. Na maszynach pierwszego rodzaju otrzymujemy *odlewy wtryskowe* (Spritzguss), na maszynach drugiego rodzaju uzyskujemy *odlewy tłoczone* (Pressguss).

2) *Sposób wywierania* nacisku celem wtłaczania metalu do formy może być a) *ręczny* w którym nacisk na tłok uzyskuje się przy pomocy układu dźwigniowego; b) *sprężarkowy*, za pomocą powietrza sprężonego o ciśnieniu od 6 do 70 kG/cm^2 oraz c) *hydrauliczny*, w którym nacisk na tłok wywiera ciecz tłoczona przez pompkę, zwykle za pośrednictwem akumulatora.

3) *Rodzaj stopu*, dla którego maszyna jest przeznaczona, wywiera istotny wpływ na konstrukcję maszyny. Chodzi tu przede wszystkim o *temperaturę topienia stopu*. Na ogół na maszynach przeznaczonych dla stopów o wyższej temperaturze topienia możemy odlewać również stopy o temperaturze niższej; np. na maszynach dostosowanych do stopów miedzi można odlewać stopy aluminium, cynku i ołowiu. Jest to jednak niewłaściwy sposób ich wykorzystywania, gdyż są one cięższe, bardziej złożone, a przez to droższe niż maszyny np. dla stopów cynku. Należy tu zaznaczyć, że maszyny sprężarkowe nadają się raczej dla stopów cynku i ołowiu, a hydrauliczne dla stopów aluminium i miedzi.

4) Według stopnia zautomatyzowania rozróżniamy a) *automaty*, w których wszystkie czynności (otwieranie i zamykanie formy, ustawianie i wyciąganie rdzeni, zalewanie i wyrzucenie gotowego odlewu) wykonywane są automatycznie: b) *półautomaty*, c) maszyny z napędem *mechanicznym*, d) *częściowo zmechanizowane*, e) *ręczne*.

5) Napęd do zamykania i otwierania formy oraz utrzymania formy w zamkniętym położeniu: a) hydrauliczny, b) elektryczny, c) mimośrodowy, d) przegubowy. Ten ostatni jest najprostszy oraz najpewniejszy i może być sterowany hydraulicznie lub mechanicznie. Z kolei omówimy zasady działania poszczególnych typów maszyn.

3. Opis działania maszyn

A. Maszyny sprężarkowe

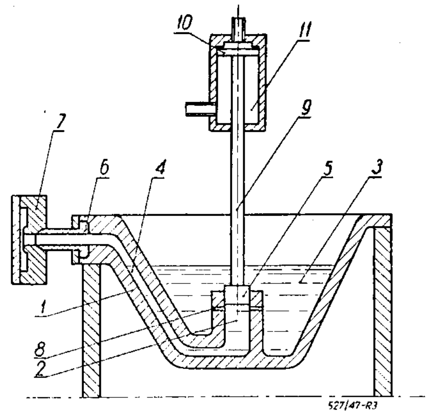
Wszystkie maszyny sprężarkowe są maszynami o gorącej komorze ciśnienia t. zn. posiadają wmontowany kocioł z płynnym metalem. Kocioł ten z jednej strony połączony jest z formą, z drugiej ze źródłem ciśnienia. Pod ciśnieniem sprężonego powietrza, roztopiony metal zostaje wtryśnięty do formy, którą szczelnie zapełnia.

1) *Maszyny, w których powietrze ciśnie na tłok.* Na rys. 3 pokazany jest schemat sprężarkowej maszyny tłokowej.

W kotle *1*, zapełnionym płynnym metalem *3*, znajduje się komora ciśnienia *2* z kanałem *4*. Metal utrzymywany jest w stanie płynnym przez podgrzewanie kotła ropą, gazem lub też prądem elektrycznym. W komorze ciśnienia porusza się tłok *5*, zamykając lub otwierając otwory *8*, przez które metal dostaje się do komory ciśnienia. Koniec kanału *4*, połączony jest tuleją *6* z formą *7*. Tłok *5* jest napędzany przez powietrze doprowadzane do cylindra *11*, za pośrednictwem tłoka *10* i drąga *9*. W okresie wstępnym forma *7* docisnęła jest do tulei *6*, a tłok *5* znajduje się w górnym położeniu, tak że przez odsłonięte otwory *8* metal napełnia

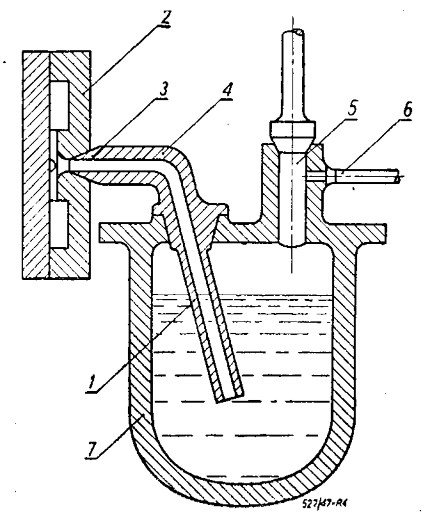
[1]) *W. Plackij.* Litjo pod dawleniem. Moskwa 1946.

komorę ciśnienia. Pod wpływem ciśnienia powietrza tłok 5 posuwa się w dół i zakrywając otwory 8, oddziela komorę ciśnienia od reszty metalu, przy czym metal zawarty



Rys. 3. Schemat sprężarkowej maszyny z ciśnieniem powietrza na tłok.

w komorze, zostaje przeciśnięty przez kanał 4 i tuleję 6 do formy 7. Przed otwarciem formy powietrze zostaje skierowane do dolnej części cylindra 11, tłoki 10 i 5 podnoszą się, a metal pozostały w kanale 4 i w tulei 6 ścieka w dół; przy odsłonięciu otworów 8 metal znów napełnia komorę 2. W tym stanie forma 7 może być otwarta i odlew wyjęty oraz rozpoczęty nowy cykl pracy.



Rys. 4. Schemat maszyny sprężarkowej, w której powietrze ciśnie na cały metal zawarty w kotle.

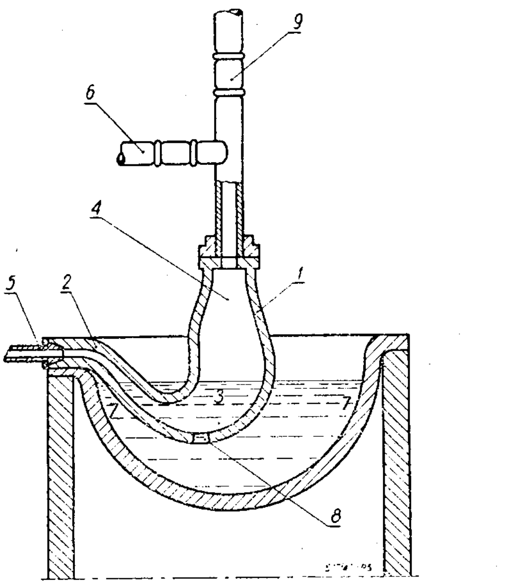
Tłok 5 pozostaje przez cały czas w styczności z roztopionym metalem. Dlatego też ten typ maszyn jest stosowany tylko do stopów ołowiu i cynku. Niektóre maszyny tego typu posiadają dopływ metalu do komory ciśnienia regulowany specjalnymi zaworami.

2) *Maszynę z bezpośrednim ciśnieniem powietrza na całą powierzchnię* roztopionego metalu, zawartego w kotle 7 przedstawia schemat na rys. 4.

Przez zewnętrzny przewód 4, który jest zakończony stożkiem 3, metal dostaje się pod ciśnieniem powietrza do formy 2. Otwór 5 służy do dopełniania kotła roztopionym metalem, a przewód 6 do doprowadzenia sprężonego powietrza, które wciska metal przez rurę 1 do formy.

Maszyny te są rzadko stosowane gdyż metal znajdując się dłuższy czas pod działaniem sprężonego powietrza, silnie się utlenia. Również zły wpływ wywiera na metal długa styczność ze ściankami kotła, skąd pewne ilości żelaza przedostają się do stopu; jest to szczególnie niekorzystne przy odlewaniu stopów aluminium.

3) *Maszyny z ciśnieniem powietrza na wydzieloną część metalu* zostały wprowadzone celem usunięcia wyżej wymienionych wad; powietrze pod ciśnieniem działa tu tylko na wydzieloną, niewielką objętość roztopionego metalu. Na rys. 5 widzimy schemat jednej z takich maszyn. Komora ciśnienia o kształcie *„gęsiej szyjki"* 3 (goosneck) znajduje się w tyglu z roztopionym metalem. Dolna część „gęsiej szyjki" wypełniona jest metalem; w górnej części 4, znajduje się powietrze. Poziom metalu w tyglu zależy od konstrukcji maszyny, ale bezwzględnie musi

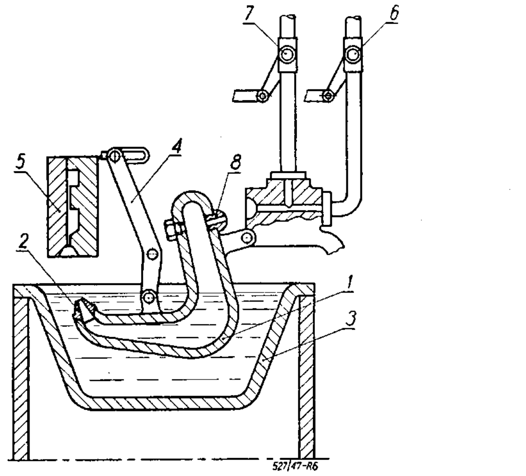


Rys. 5. Schemat maszyny sprężarkowej z ciśnieniem powietrza na wydzieloną objętość metalu (t.zw. maszyna z nieruchomą „gęsią szyjką").

być niższy niż otwór tulei 5, łączącej tygiel z formą. Zabezpiecza to przed samorzutnym zapełnieniem formy. Najniższy poziom metalu nie może przekraczać linii 7 — 7, gdyż wtedy powietrze przechodziłoby do formy nie wtłaczając metalu. W starszych i prymitywnych maszynach tego typu metal dopływa do nieruchomej „gęsiej szyjki" przez zawór lub też zostaje wlany do niej ręcznie. Maszyna pracuje następująco: gdy forma do-

ciśnięta jest do tulei 5, dopuszcza się sprężone powietrze, które przez końcówkę 6 wypełnia przestrzeń 4 i wtłacza metal przez kanał 2 do formy. Wtedy zamyka się dopływ sprężonego powietrza i przez zawór 9 łączy się przestrzeń 4 z atmosferą, przy czym metal z kanału 2 opada. Formę odsuwa się od tulei 5 i otwiera się ją dla wyjęcia odlewu.

Ostatnio zostały zastosowane maszyny o ruchomej „gęsiej szyjce" (rys. 6), którą napełnia się metalem, zanurzając ją w tyglu. Te maszyny pracują następująco: „gęsia szyjka" 1 zanurza się w roztopionym metalu, który ją zapełnia; przez układ dźwigni 4 zostaje ona następnie dociśnięta końcem 2 do otworu formy 5, a dyszą 8 do przewodu doprowadzającego sprężone powietrze. Gdy zawór zostaje otwarty, powietrze wtłacza metal z „gęsiej szyjki" do formy.



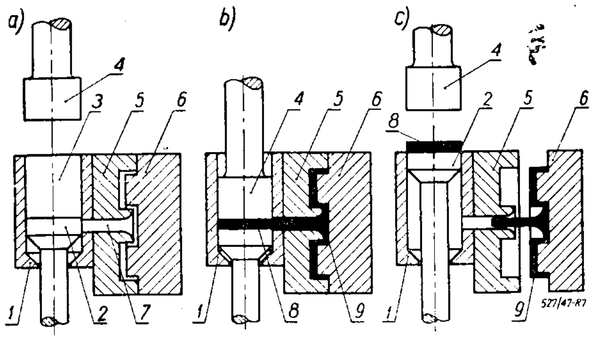
Rys. 6. Zasada działania maszyny z ruchomą „gęsią szyjką".

W porównaniu z nieruchomą „gęsią szyjką", ruchoma posiada szereg zalet, a mianowicie: a) w ciągu całego okresu pracy poziom początkowy metalu w ruchomej szyjce jest mniej więcej jednakowy, przez co i ciśnienie podczas tłoczenia metalu jest równomierniejsze, b) tylko jedna połowa formy jest ruchoma, co upraszcza konstrukcję maszyny, c) ruchoma szyjka ułatwia zautomatyzowanie maszyny i dlatego ten typ maszyny znalazł szerokie zastosowanie.

B. Maszyny hydrauliczne

1) *Maszyny hydrauliczne o gorącej komorze ciśnienia* znalazły zastosowanie w ostatnich czasach dla stopów cynku. Komora ciśnienia nie różni się zasadniczo od pokazanej na rys. 3. Sterowanie tłoka górnego prowadzone jest przy pomocy płynu pod ciśnieniem.

2) *Maszyny hydrauliczne o zimnej komorze ciśnienia* zostały wprowadzone początkowo dla stopów miedzi, obecnie jednak znajdują zastosowanie i dla innych stopów. Zasadniczym celem tej konstrukcji było skrócenie czasu w ciągu którego roztopiony metal styka się z komorą ciśnienia. Dlatego też metal topi się i podgrzewa w oddzielnym piecu skąd się czerpie porcję do zalewania. Natychmiast po wlaniu metal wtłacza się do formy, a resztkę wyrzuca się z komory ciśnienia. W ten sposób uzyskano możliwość stosowania stopów miedzi do odlewów pod ciśnieniem. Na rys. 7 — 10 pokazano cztery typy zimnych komór ciśnienia. Metal przenosi się z pieca do komory ciśnienia za pomocą łyżki. Dopiero wtedy zaczyna działać tłok maszyny hydraulicznej, który z wielką szybkością i pod wysokim ciśnieniem wtłacza metal do formy.

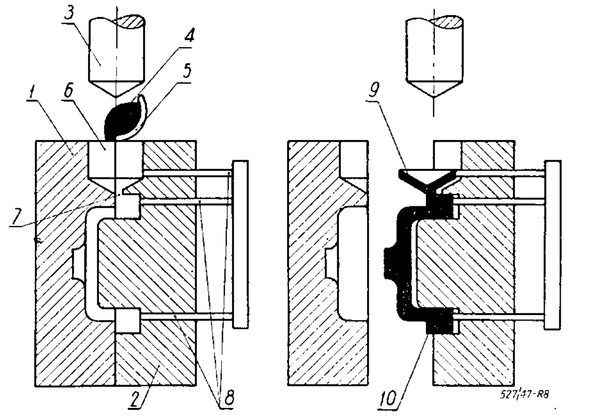


Rys. 7. Zimna komora ciśnienia typ I, *a)* przed odlewem, *b)* podczas tłoczenia, *c)* po odlewie.

Zasadnicza różnica między zimnymi a gorącymi komorami ciśnienia polega na tym, że podczas gdy w gorącej komorze zawsze jest pewna ilość roztopionego metalu, która powoduje jej niszczenie, to do zimnej zalewamy metal tylko na krótką chwilę przed odlewem. Poza tym komory zimne wymagają specjalnych urządzeń lub specjalnej konstrukcji form, któreby uniemożliwiały przeniknięcie metalu do formy pod wpływem siły ciężkości.

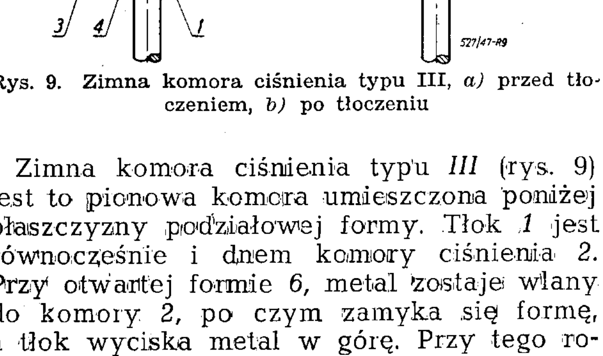
Zimna komora ciśnienia typu *I* (rys. 7) jest to pionowa komora, z której metal wtłacza się do formy prostopadle do kierunku ruchu tłoka. Komorę tworzy stalowa tuleja *1*, której dno stanowi ruchomy tłok 2 (t. zw. pięta). Metal zalewa się (rys. 7a) do tulei *1* i tłokiem *4* wtłacza się go (rys. 7b) do formy składającej się z dwóch części 5 i *6*. Aby metal nie wlewał się do formy za wcześnie, i nie zepsuł odlewu, otwór wlewowy *7* zakryty jest piętą *2*, którą podtrzymuje sprężyna. Gdy tłok *4* zaczyna cisnąć na metal, znajdujący się w komorze ciśnienia, pięta opuszcza się na stożkowe siedzenie, odsłaniając otwór wlewowy *7*. Po wtłoczeniu metalu do formy, tłok *4* podnosi się w górę (rys. 7c) i przez specjalne urządzenie, pociąga za sobą piętę, która od-

cina znajdującą się jeszcze w półplastycznym stanie resztkę *8* od odlewu *9* i wyrzuca ją nazewnątrz. Wtedy piętę opuszcza się w dół i zajmuje ona swe pierwotne położenie. Po otwarciu połówek formy *5* i *6*, usunięciu odlewu, oraz zamknięciu formy, maszyna gotowa jest do następnej operacji.



Rys. 8. Zimna komora ciśnienia typu II.

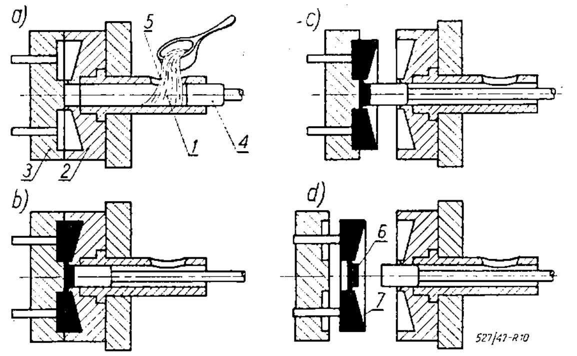
Zimna komora ciśnienia typu *II* (rys. 8) jest to pionowa komora, znajdująca się w górnej części samej formy. Aby metal nie dostawał się do formy przed działaniem siły tłoka, między komorą ciśnienia *6* a formą *1* i *2*, znajduje się wąska szczelina *7*. Wprowadzony do komory ciśnienia metal posiada konsystencję ciastowatą; w tym stanie nie przechodzi on pod wpływem siły ciężkości przez szczelinę i dopiero ciśnienie tłoka *3* przeciska go do formy. Zaletą komory tego typu jest łatwość usuwania resztki wlewowej *9*, gdyż leży ona w płaszczyźnie otwarcia formy, i wraz z odlewem *10* zostaje usunięta.



Rys. 9. Zimna komora ciśnienia typu III, *a)* przed tłoczeniem, *b)* po tłoczeniu

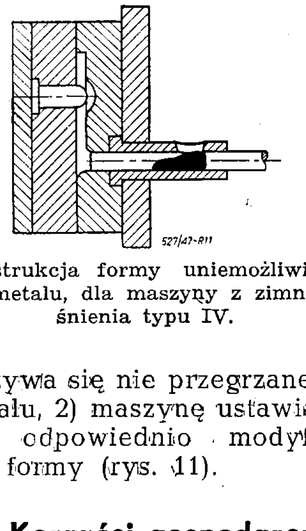
Zimna komora ciśnienia typu *III* (rys. 9) jest to pionowa komora umieszczona poniżej płaszczyzny podziałowej formy. Tłok *1* jest równocześnie i dnem komory ciśnienia *2*. Przy otwartej formie *6*, metal zostaje wlany do komory *2*, po czym zamyka się formę, a tłok wyciska metal w górę. Przy tego rodzaju komorze samorzutne przedostawanie się metalu do formy jest wykluczone. Maszyny te są używane głównie do prostych odlewów płaskich.

Zimna komora ciśnienia typ *IV* (rys. 10) jest to pozioma tuleja *1*, której jeden koniec łączy się z formą *2* i *3*, a drugi zamknięty jest ruchomym tłokiem *4*. W górnej części tulei jest wycięty otwór *5*, służący do wlewania metalu. Po zalaniu porcji metalu, tłok *4* wtłacza go do formy *2* i *3*. Po otwarciu



Rys. 10. Zimna komora ciśnienia typu IV, *a)* zalewanie metalu, *b)* tłoczenie, *c)* otwieranie formy, *d)* usunięcie odlewu.

formy tłok wypycha resztkę wlewową *6* wraz z odlewem. Aby uniknąć przedostawania się metalu do formy stosuje się następujące

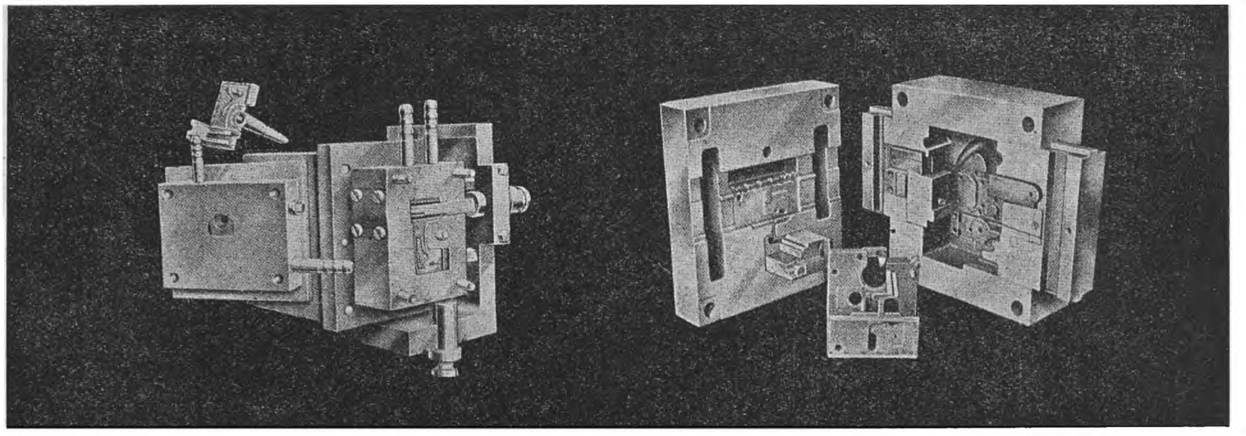


Rys. 11. Konstrukcja formy uniemożliwiająca samorzutny zalew metalu, dla maszyny z zimną komorą ciśnienia typu IV.

środki: 1) używa się nie przegrzanego, a więc gęstego metalu, 2) maszynę ustawia się nieco skośnie, 3) odpowiednio modyfikuje się konstrukcję formy (rys. 11).

4. Korzyści gospodarcze

Odlew wtryskowy lub tłoczony jest zazwyczaj tańszy od innego półfabrykatu (odlew piaskowy, materiał ciągniony). Robocizna bezpośrednia jest bardzo niska (od 3 — 8 razy niższa w stosunku do odlewu piaskowego), natomiast dość wysoki jest koszt maszyny i form, tak że dla każdego poszczególnego wypadku należy przeprowadzić kalkulację, uwzględniając szczególnie wysokie koszty formy. Pełny efekt ekonomiczny zastosowania odlewów tego rodzaju składa się z następujących czynników: 1) oszczędność na odlewie, 2) oszczędności na materiale, 3) oszczędności na obróbce mechanicznej.



Rys. 12. Forma metalowa (kokila) do odlewów pod ciśnieniem.

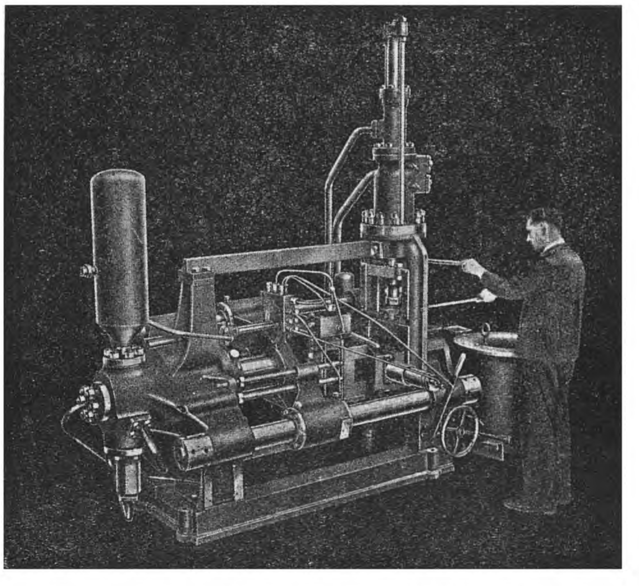
Dla ilustracji przytoczymy (tabl. II) zestawienie oszczędności uzyskanych w jednej z fabryk ZSRR przez zastąpienie mosiężnych części lornetki teatralnej obrabianych początkowo na rewolwerówkach, odlewami tłoczonymi ze stopu cynku.

TABLICA II

Część	Czas obrobki przez skrawanie w min. przy zastosowaniu		Zużycie rurki mosiężnej kg	Zużycie stopu Zn kg
	rurki mosiężnej	odlewu tłoczonego		
A	5,7	1,6	0,189	0.058
B	8,2	1,2	0,130	0,022
C	7,2	1,8	0,202	0,029
D	2,3	0,6	0,100	0,012
Suma	23,4	5,2	0,621	0,121

Należy tu jednak podkreślić, że trudności, z którymi spotykamy się przy projektowaniu i wykonywaniu formy spowodowane są w dużym stopniu brakiem dostatecznego materiału doświadczalnego i literatury[2]), jak również brakiem konstruktorów i warsztatowców, obznajmionych z tą dziedziną. Trudnym problemem jest również produkcja stali specjalnych koniecznych do wykonania kokili.

2) Zagadnienia odlewania pod ciśnieniem poruszone były w prasie krajowej dwukrotnie:
a) *K. Gierdziejewski* — „Odlewanie pod ciśnieniem" „Przegląd Techniczny" r. 1928 str. 233—239.
b) *S. Stelecki* — „Nowoczesne maszyny do odlewania pod ciśnieniem" „Przegląd Techniczny" r. 1934 str. 504—509.



Rys. 13. Maszyna do odlewów pod ciśnieniem *f-my Polak* typ 900.

Na rys. 12 widzimy przykłady form do odlewania pod ciśnienim, a na rys. 13 jedną z nowoczesnych maszyn o zimnej komorze ciśnienia.

KOMUNIKAT SIMP

W dniu 5 stycznia br. siedziba SIMP została przeniesiona do „Domu Technika" Warszawa ul. Czackiego 3/5.

Wszelką korespondencję należy obecnie kierować pod adresem: Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Dom Technika Warszawa ul. Czackiego 3/5, z wyjątkiem korespondencji w sprawach wydawniczych, którą należy kierować bezpośrednio pod adresem Instytutu Wydawniczego SIMP, Warszawa 32, ul. Mickiewicza 18.

TADEUSZ PIWOŃSKI

USTALENIE WIELKOŚCI WSADU KOKSOWEGO I METALOWEGO DO ŻELIWIAKA

Dla wielu odlewników sposób ustalania wielkości wsadu koksowego i metalowego do żeliwiaka nie jest zagadnieniem nowym; temat ten bowiem był często omawiany w pracach *prof. J. Buzka, prof. K. Gierdziejewskiego* i innych autorów. Jednakże poruszenie tego tematu, tak ważnego dla prawidłowej pracy żeliwiaka, jest celowe w okresie budowy wielu nowych odlewni i uruchamiania odlewni nieczynnych, w których zagadnienia, związane z puszczeniem w ruch żeliwiaka, muszą być opracowane od podstaw. Zakłady, posiadające odlewnie w ruchu, powinny również poddać rewizji stosowane dotąd metody określania wielkości wsadu koksowego i metalowego, zgodnie z zasadami prawidłowego przebiegu topienia w żeliwiaku.

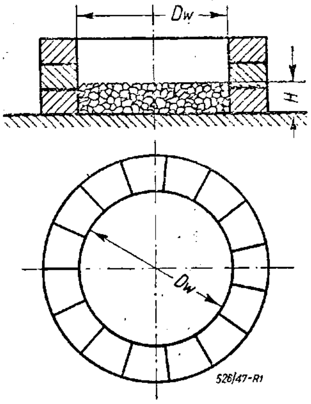
Punktem wyjściowym przy ustaleniu *ilości koksu* wsadowego, koniecznego do stopienia wsadu jest zasada, że nie można ładować do pieca mniej koksu, niż wymaga tego równomierne przykrycie wsadu metalowego; dla określenia więc ilości koksu wsadowego, musimy ustalić wysokość warstwy, przy której otrzymamy najkorzystniejsze warunki pracy żeliwiaka.

Liczby spotykane w literaturze technicznej w odniesieniu do wysokości warstwy koksu wsadowego, są różne i wahają się w granicach od 100 do 250 mm. Należy przypuszczać, że tak znaczne różnice spowodowane są nie tyle odmiennymi zapatrywaniami na te zagadnienie wśród odlewników, ale również warunkami lokalnymi jak: konstrukcja żeliwiaka, jakość koksu i tp.

Prof. K. Gierdziejewski w I tomie *„Kursu Odlewnictwa"* wyraża pogląd, iż zbyt niskie wysokości warstwy koksu wsadowego są niewskazane, a to ze względu na to, iż wsad metalowy wypadnie również nie duży: małe wsady metalowe, niedostatecznie pochłaniające ciepło gazów odlotowych, ułatwiają przebiegi redukujące $CO_2 + C = 2CO$ (nawet w wyższych strefach pieca przez ich nagrzanie), i obniżają sprawność cieplną instalacji. Na podstawie własnej praktyki mogę całkowicie to potwierdzić, gdyż najkorzystniejsze warunki biegu żeliwiaka (dobrze przegrzane żeliwo); otrzymałem przy wysokości koksu wsadowego w granicach 180 — 200 mm.

Jeżeli ustalimy wysokość warstwy koksu, możemy określić jego ilość w sposób następujący. Na równej powierzchni, układamy cegłę wykładzinową (używaną do wymurowania żeliwiaka), w ten sposób, aby otrzymać krąg o średnicy równej średnicy żeliwiaka po wymurowaniu (rys. 1).

Wnętrza kręgu, wypełniamy do odpowiedniej wysokości koksem odlewniczym, o wielkości kawałków około 100 — 120 mm (właściwa średnia wielkość kawałków dla koksu wsadowego).



Dw - Średnica wewnętrzna żeliwiaka
H - Wysokość warstwy koksu

Rys. 1.

Następnie wybieramy ten koks i dokładnie go ważymy. Zakładając procentowy rozchód koksu wsadowego w stosunku do metalu topionego (zależnie od rodzaju produkcji: odlewy cienkościenne, obrabiane mechanicznie lub bez obróbki), obliczamy wielkość wsadu metalowego.

Przykład:

Średnica żeliwiaka po wymurowaniu wynosi 680 mm; przyjęta wysokość warstwy koksu wsadowego— 180 mm. Wagowo ilość koksu potrzebnego do wypełnienia przestrzeni o ∅ 600 mm i wys. 200 mm wynosi np. 20 kg.

Zakładając, ze zużycie koksu dla naszego rodzaju odlewów powinno wynosić 10%, otrzymamy wielkość wsadu metalowego dla badanego żeliwiaka:

$$20 \cdot \frac{100}{10} = 200 \text{ kg} .$$

Jeżeli na skutek zmiany w naszej produkcji odlewniczej chcemy odlewać bardziej cienkościenne odlewy niż dotychczas, procentowy rozchód koksu musimy zwiększyć np. do 12%, wtedy musimy zmniejszyć wsad metalowy do

$$20 \cdot \frac{100}{12} = 166 \text{ kg} .$$

Zmniejszając procentowy rozchód koksu wsadowego np. do 8%, zwiększamy wsad metalowy do

$$20 \cdot \frac{100}{8} = 250 \text{ kg} .$$

Z przykładu tego wynika, że raz ustalona ilość wagowa koksu wsadowego, dla danego żeliwiaka jest wielkością stałą, zaś wielkość wsadu metalowego, może być zmienną w granicach, zależnych od zmiany procentowego

rozchodu koksu. Zależności te, podane są w tablicy I, sporządzonej wg wzoru wziętego z 1 t. „Kursu Odlewnictwa" *K. Gierdziejewskiego* przy założeniu wysokości warstwy koksu wsadowego = 180 mm.

Z tabeli tej widzimy wyraźnie, iż wagowa ilość koksu wsadowego przy danej średnicy żeliwiaka jest wielkością stałą. Jest to zrozumiałe, gdyż jak wiemy, ilość dmuchu potrzebnego dla danego żeliwiaka jest również wielkością stałą *(postulat J. Buzka)* uzależnioną od wewnętrznej średnicy pieca. Jeżeli więc, nie będziemy przestrzegać tych tak ważnych dla procesu spalania w żeliwiaku zasad, nie otrzymamy należytych wyników jego pracy.

Z powyższych rozważań wypływa wniosek, iż konieczna jest staranna konserwacja i naprawa wykładziny pieca, ponieważ ze zmianą przekroju żeliwiaka (jego średnicy wewnętrznej) przez wyżarcie, zmienić również musimy założone wielkości: wsadu koksowego, metalowego i ilości dmuchu. Jest to praktycznie niewykonalne, ponieważ zainstalowany przy żeliwiaku wentylator zwykle podaje do pieca określoną ilość dmuchu i zmiana jej jest niemożliwa.

TABLICA I.

Zależność między średnicą żeliwiaka a wielkością wsadu koksu i metalu.

Średnica wewnętrzna pieca w mm	Wsad koksowy w kg	Wsad metalowy w kg przy rozchodzie koksu				
		7%	8%	9%	10%	11%
500	18	260	225	200	180	150
600	25	360	310	280	250	210
700	35	500	440	400	310	290
800	45	640	560	500	450	375
900	60	860	750	680	600	500
1000	70	1070	875	780	700	585
1100	85	1210	1070	945	750	710
1200	100	1430	1250	1100	1000	835

UWAGA: Liczby podane w tablicy są nieco zaokrąglone wzwyż.

Czy wiecie, że...

... roczny plan produkcji na rok 1947 wykonały odlewnie, wchodzące w skład Zjednoczenia Przemysłu Odlewniczego w Krakowie, do dn. 15 października r. ub. Umożliwiło to przekroczenie planu wyznaczonego na r. 1947 o 15%. Odlewnie te wyprodukowały 29.000 ton odlewów żeliwnych, staliwnych i z metali nieżelaznych ogólnej wartości 26 milionów złotych wg cen z r. 1937.

... jedyna w kraju czynna instalacja gruszek *Tropenasa* znajduje się w Poznaniu w odlewni firmy *H. Cegielski* i że miesięczna produkcja gotowych odlewów w tej odlewni po raz pierwszy po wojnie przekroczyła pół miliona kg odlewów z żeliwa, staliwa i metali nieżalenych.

... w odlewni Stoczni Nr 1 w Gdańsku odlano po raz pierwszy w kraju śrubę okrętową wagi 6000 kg dla statku „Wisła". Jest to jednocześnie pierwszy odlew wykonany w tej odlewni po ponownym jej uruchomieniu.

... w odlewni staliwa Zakładów Przemysłowych *H. Czechowski* w Sosnowcu (pod zarządem państwowym) opracowano i wprowadzono sposób prowadzenia kwaśnego pieca martenowskiego bez zastosowania surówki hematytowej, wyłącznie na żelastwie i uzyskano bardzo korzystne wyniki techniczne.

... po zawiązaniu się Koła Odlewników przy SIMP w dniu 21 października ub. r. ukonstytuowały się grupy terenowe tego Koła — Krakowska i Śląsko-Dąbrowska i przeprowadziły wybory zarządów. W grupie krakowskiej zarząd tworzą: *kol. C. Kalata* — przewodniczący, *kol. P. Januszewicz* — zastępca przewodniczącego i *kol. S. Jarzębski* — sekretarz; w grupie śląsko-dąbrowskiej: kol. *E. Miernik* — przewodniczący, *kol. M. Szwedowski* — zastępca przewodniczącego i *kol. S. Stręk* — sekretarz.

... Stowarzyszenie Amerykańskich Odlewników (American Foundrymen Association) liczy obecnie zrzeszonych 9364 członków inżynierów i techników. W ostatnim roku sprawozdawczym przybyło 1291 nowych członków.

... w prasie zagranicznej odlewniczej i ogólnej poruszenie wywołała wiadomość podana przez *prof. K. Absolona*, twórcy Instytut „Anthropos" w Czechosłowacji, że udało mu się odkryć w okolicy Brna w pieczarze prehistoryczną kuźnię i odlewnię, pochodzącą z VI wieku przed Chr. Znaleziono tam pomiędzy innymi pierścień żeliwny sprzed 2500 lat oraz formę wyrobienia z łubku, przeznaczoną na odlew kółek o czterech szprychach. Trudno stwierdzić, czy kółko to miało być odlane z żeliwa, czy z brązu.

DZIAŁ SAMOCHODOWY

SŁOWO WSTĘPNE

Wobec ogromnego znaczenia motoryzacji dla rozwoju naszej gospodarki narodowej, a zarazem w zrozumieniu roli, jaką w rozwoju motoryzacji może i powinien odegrać nasz świat techniczny, otwieramy na łamach naszego czasopisma *DZIAŁ SAMOCHODOWY.*

Niedostateczny rozwój motoryzacji w Polsce był stałą bolączką okresu międzywojennego i stanowił przedmiot żywej troski polskich organizacyj gospodarczych i stowarzyszeń technicznych.

W toku licznych polemik podnoszone było z niektórych stron, iż stan ten był wynikiem niskiego dochodu społecznego. Nie był to jednak czynnik jedyny i decydujący, jak to wynika z porównania stanu motoryzacji w Polsce i innych krajach europejskich w owym czasie.

Przede wszystkim nie prowadziliśmy wówczas planowej polityki gospodarczej w skali ogólno-państwowej i nie mieliśmy jasnego programu działania w dziedzinie motoryzacji. Poza tym władze skarbowe przez dłuższy czas uważały samochód za przedmiot zbytku, a nie za narzędzie działalności gospodarczej; wysokie podatki i opłaty podnosiły znacznie koszt nabycia i eksploatacji samochodu, a podejmowane kilkakrotnie próby uruchomienia rodzimej produkcji samochodów spełzły w tych warunkach na niczym.

Zwrot na lepsze nastąpił dopiero na kilka lat przed drugą wojną światową. W latach 1933 — 34 Państwowe Zakłady Inżynierii rozpoczęły produkcję samochodów. Powołana do życia Międzyministerialna Komisja Motoryzacyjna rozpoczęła opracowywanie planu motoryzacyjnego kraju i wywarła wpływ na złagodzenie polityki fiskalnej w dziedzinie samochodów. Bezpośrednio niemal przed wybuchem wojny fabryki: *Lilpop, Rau* i *Loewenstein,* Fabryka Lokomotyw w Chrzanowie i Wspólnota Interesów rozpoczęły montaż samochodów z części importowanych, jako wstęp do samodzielnej produkcji. PZInż. przystępowały do uruchomienia wyrobu wozów własnej konstrukcji. Było jednak już za późno, aby zmienić wyraźnie ówczesne oblicze motoryzacji kraju.

Na rozpowszechnienie samochodu wpływało hamująco, z jednej strony niedocenianie przez ogół korzyści płynących z zastosowania samochodu do potrzeb gospodarczych, z drugiej zaś strony niedostateczna ilość fachowców obznajmionych należycie z obsługą techniczną oraz brak odpowiednio zorganizowanych stacyj obsługi i warsztatów naprawczych. W tych warunkach samochody szybko ulegały zniszczeniu, a koszt ich utrzymania był wysoki.

Dziś znajdujemy się w odmiennym położeniu. Zarówno Rząd, jak i społeczeństwo doceniają w pełni znaczenie motoryzacji dla odbudowy naszej gospodarki narodowej. Po wstępnym uzupełnieniu taboru samochodowego, i po utworzeniu rozgałęzionej sieci odpowiednio wyposażonych zakładów naprawczych przystępujemy do uruchomienia własnej wytwórni samochodów, opracowujemy szczegółowe plany w zakresie gospodarki technicznej i eksploatacji samochodów, oraz rozpatrujemy możliwości zaopatrzenia kraju w sprzęt motorowy.

Zagadnienie fachowych sił przedstawia się pomimo trudności, z jakimi boryka się szkolnictwo zawodowe, znacznie lepiej, ponieważ w okresie wojennym dziesiątki tysięcy ludzi zetknęły się bezpośrednio z prowadzeniem, obsługą i naprawą samochodów. Dopływ świeżych zastępów zapewniają szkoły techniczne, które wprowadziły wykłady i ćwiczenia z dziedziny samochodownictwa.

Stoimy jednak obecnie wobec nowych i odmiennych zadań: samochód przestał być u nas przedmiotem indywidualnego użytkowania, większość bowiem pojazdów mechanicznych stanowi własność instytucyj państwowych, samorządowych i społecznych. Są one kosztownym, ale zarazem bardzo sprawnym narzędziem w realizacji śmiało nakreślonych planów gospodarczych. Na mechaników polskich spada wielki, społeczny obowiązek, aby samochody w Polsce nie tylko nie marniały, lecz również stały się czynnikiem postępu gospodarczego.

W zrozumieniu tych zadań tworzymy na łamach czasopisma „Mechanik" DZIAŁ SAMOCHODOWY, który będzie informować czytelników o technicznych potrzebach motoryzacji, o zasadach działania, pracy i eksploatacji samochodów, o postępach w zakresie produkcji samochodów, o technice obsługi i napraw sprzętu motorowego.

DZIAŁ SAMOCHODOWY będzie służył do pogłębienia i poszerzenia wiadomości technicznych wśród tych, którzy w swej pracy zawodowej są już związani z zagadnieniami samochodownictwa, oraz do zainteresowania samochodem szerszego grona mechaników polskich.

REDAKCJA.

Inż.-mech. EDWARD B. LOTH

KIERUNKI W POWOJENNEJ PRODUKCJI OSOBOWYCH SAMOCHODÓW EUROPEJSKICH

Przemysł samochodowy w Europie stanął po wojnie wobec trudnych i sprzecznych problemów, które można ująć w następujące punkty:

1) ogólny brak samochodów, powodujący w zasadzie doskonałą koniunkturę,

2) ogólny brak surowców — przede wszystkim stali, powodujący ograniczenie produkcji,

3) konieczność eksportowania samochodów w celu zdobycia dewiz, a więc konieczność dostosowania się do warunków eksportowych,

4) groźba zalania wszystkich rynków świata przez samochody produkcji amerykańskiej po zaspokojeniu rynku wewnętrznego, a więc konieczność unowocześnienia samochodów europejskich, a przede wszystkim obniżenia kosztów produkcji,

5) wobec ogólnego braku benzyny i jej wysokiej ceny zwrócenie jak największej uwagi na oszczędność pracy silników.

Sprzeczność powyższych punktów oraz specjalne warunki panujące w poszczególnych krajach europejskich, produkujących samochody, dały w wyniku różne rozwiązania tych problemów.

Anglia

Przed angielskim przemysłem stanęły przede wszystkim trzy zadania:

1) zdobycie dewiz, a więc konieczność eksportowania,

2) umocnienie pozycji na dotychczasowych rynkach zbytu przez dostarczanie samochodów, odpowiadających warunkom krajów importujących,

3) zdobycie nowych rynków zbytu, a więc wyprodukowanie odpowiednich do tego celu samochodów.

Aby pomóc przemysłowi w wyprodukowaniu całkowicie nowoczesnych wozów, rząd zdecydował się na zmianę ustawy podatkowej, która uzależniała wysokość podatku samochodowego od średnicy cylindra. Powodowało to konstruowanie charakterystycznych silników o bardzo długim skoku, a małej średnicy tłoka i uniemożliwiało zastosowanie silników większej mocy w małych użytkowych wozach, wiążąc zupełnie konstruktorom ręce na drodze postępu. Obecnie, podobnie jak i w innych krajach podatek jest uzależniony od ogólnej pojemności cylindrów silnika.

Aby wypełnić zadania narzucone warunkami powojennymi przemysł angielski stanął wobec konieczności wyprodukowania nowych samochodów, w szczególności w grupie małych, tanich wozów użytkowych. Modele przedwojenne tego typu samochodów nosiły wybitne piętno warunków angielskich. Były to wozy małe, a w szczególności bardzo wąskie, z silnikami o pojemności około 1 litra, o bardzo konserwatywnym wyglądzie i przede wszystkim dość delikatnej budowy, przystosowanej do dobrych dróg. W stosunku do swej wielkości i walorów użytkowych, zrywu i szybkości wozy te były nieproporcjonalnie drogie. Jako samochody eksportowe nie odpowiadały zupełnie warunkom krajów importujących. Kraje te żądają od producenta trzech rodzajów samochodów: 1) użytkowych o charakterystyce wozu amerykańskiego, ale małych i oszczędnych, w cenie niższej, niż wozy amerykańskie, 2) luksusowych bardzo drogich, 3) sportowych.

Ciekawy jest fakt, że Stany Zjednoczone stały się w tej chwili rynkiem zbytu właśnie dla tych trzech kategorii samochodów angielskich.

Ponieważ przemysł angielski produkował drogo, powstał równocześnie problem unowocześnienia metod produkcji i ograniczenia ilości produkowanych typów.

W konstrukcji samochodów użytkowych, produkowanych masowo, zrezygnowano z charakterystycznie angielskich wozów małych, decydując się na produkcję wozów średniej wielkości o pojemności silników od 1200 cm^3 w zwyż. Tego rodzaju samochód może wygodnie pomieścić cztery osoby, odznacza się dużym zrywem i szybkością, zapewniając równocześnie maksimum wygody jazdy przez zastosowanie niezależnego zawieszenia. Cztery fabryki, a mianowicie *Austin, Jowett, Standard* i *Ford* produkują już tego rodzaju samochody, podany zaś poniżej opis nowych modeli tych wytwórni najlepiej ilustruje tendencje konstrukcyjne przemysłu samochodowego w Anglii.

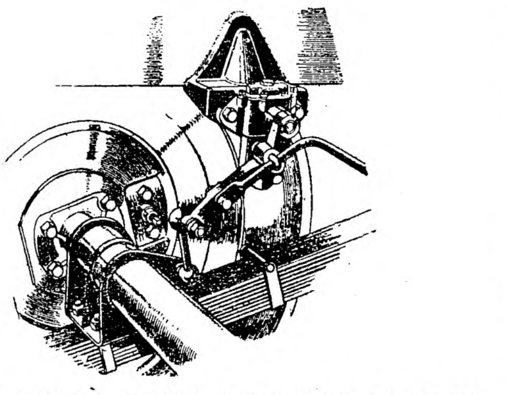
Austin „A 40".

Na miejsce dotychczas produkowanych modeli „8" i „10" o silnikach 900 cm^3 i 1125 cm^3, fabryka *Austin* wyprodukowała całkowicie nowy model „A 40". Jest on wynikiem zmiany dotychczasowej polityki motoryzacyjnej i wyraża tendencję do ograniczenia ilości typów i dostosowania się do wymagań eksportowych.

Rozwiązanie samochodu jest zasadniczo klasyczne, ale wprowadza wiele drobnych

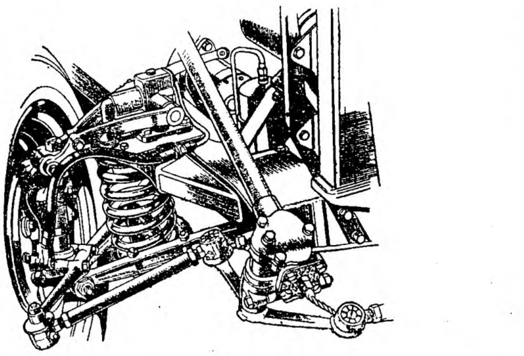
udoskonaleń i przede wszystkim wysoko wydajny silnik.

Dane techniczne silnika: ilość cylindrów 4, średnica cylindra 65,48 mm, skok tłoka 89 mm, pojemność 1200 cm³, obroty max. 4300 obr/min, moc max. 40 KM stopień sprężania 7,2.



Rys. 1. Stabilizator skrętny połączony z amortyzatorem hydraulicznym tylnego mostu *Austin* „A 40".

Konstrukcja silnika nie wykazuje żadnych rewelacyjnych rozwiązań, odznacza się jednak dokładnym opracowaniem szczegółów. 4 cylindry w rzędzie, zawory w głowicy uruchamiane dźwigienkami i długimi popychaczami. Moc z jednego litra pojemności skokowej wynosząca 33,3 KM jest, jak na samochód użytkowy, produkowany masowo, b. duża i znacznie przekracza odpowiednie wartości dla przedwojennych modeli angielskich. Jeżeli weźmiemy pod uwagę całkowity ciężar samochodu, wynoszący około 1 tony, daje to charakterystykę samochodu niemal sportowego.

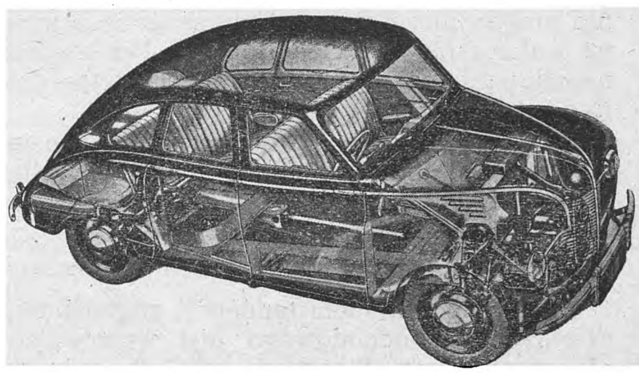


Rys. 2. Zawieszenie przedniego koła *Austin* „A 40".

Rama o bardzo dużej sztywności umożliwia dobre działanie niezależnego zawieszenia kół przednich. Składa się ona z dwóch podłużnic, wzmocnionych długim krzyżakiem i trzema poprzeczkami. Ciekawym szczegółem jest to, że w dotychczasowych modelach „8" i „10" firma *Austin* stosowała częściowo samonośne nadwozie. Konieczność usztywnienia przodu oraz trudności dostępu do części ramy i karoserii spawanych ze sobą, a intensywnie rdzewiejących, spowodowały powrót do klasycznego rozwiązania. Oś tylna jest sztywna, zawieszona na półeliptycznych resorach (rys. 1) zamocowanych na sworzniach umieszczonych w tulejkach gumowych.

Zawieszenie jest zaopatrzone w poprzeczny stabilizator skrętny, działający w chwilach pochylania się wozu na zakręcie. Zawieszenie przednie (rys. 2) jest niezależne. Zwrotnica wisi na dwóch wahaczach nierównej długości, z których górny jest połączony z amortyzatorem olejowym. Elementem resorującym jest sprężyna spiralna dużej średnicy. Hamulce hydrauliczne najnowszej konstrukcji. W kołach przednich każda szczęka ma swój oddzielny cylinderek dociskający szczękę do bębna.

Nadwozia dwu lub czterodrzwiowe są całkowicie stalowe.



Rys. 3. *Jowett „Javelin"*.

Nie znane są jeszcze wyniki eksploatacyjne tego wozu, można jednak przypuszczać z danych technicznych, że jest on przykładem małego i taniego wozu użytkowego, który będzie umożliwiał osiągnięcie dużych przeciętnych szybkości, dobrego zrywu, a małego zużycia paliwa.

Jowett „Javelin".

Samochód ten (rys. 3), nad którego prototypem ukończono próby w połowie 1947 roku i który dziś jest już produkowany w dużych seriach, jest jedną z ciekawszych nowości angielskiego przemysłu samochodowego. Założeniem konstrukcyjnym było: zbudowanie samochodu średniej wielkości, mieszczącego przy dłuższych podróżach wygodnie 4 osoby, a w mieście 5 lub nawet 6, odznaczającego się pod względem zrywu, szybkości oraz „miękkości" silnika charakterystyką wozów amerykańskich, zaopatrzonego w możliwie najoszczędniejszy silnik. W wyniku tych założeń powstał samochód o samoniosącym nadwoziu, którego kształty są wynikiem prób w tunelu

aerodynamicznym i zaopatrzony w silnik 4 cylindrowy „bokser", czyli o cylindrach poziomych umieszczonych parami po obu stronach wału korbowego, ustawiony przed osią przednią.

Dane techniczne silnika: średnica cylindra 72,5 mm, skok tłoka 90 mm, pojemność 1486 cm³, obroty max. 4100, moc max. 50 KM, stopień sprężania 7,1.

Silnik jest górnozaworowy z jednym wałkiem rozrządczym, umieszczonym w osi silnika nad wałem korbowym. Dwa gaźniki opadowe osadzone są bezpośrednio na głowicach. Chłodnica cofnięta do tyłu znajduje się nad miejscem połączenia silnika ze skrzynią biegów. Sprzęgło jednotarczowe suche, bieg trzeci i czwarty synchronizowane. Dźwignia zmiany biegów pod kołem kierownicy; rozwiązanie to stosowane powszechnie w samochodach amerykańskich, zdobywa sobie uznanie także w Europie. Zawieszenie wozu jest całkowicie na drążkach skrętnych. Zawieszenie przodu niezależne, zwrotnice umieszczone na wahaczach, tylna oś sztywna. Przekładnia napędowa osi z kołami stożkowymi hypoidalnymi.

Wóz ten odznacza się dużym zrywem i osiąga szybkość do 125 km/h, co umożliwia osiąganie wysokich szybkości przeciętnych.

Standard „Vanguard"

Dalszym przykładem tendencji angielskiego przemysłu samochodowego jest wprowadzenie przez firmę *Standard* (rys. 4) jednego nowego typu na miejsce dotychczasowych



Rys. 4. *Standard „Vanguard"*.

trzech, produkowanych w 7 różnych wykonaniach. Fabryka przystosowana została do produkcji w wielkich seriach tylko tego jednego typu. Założenie konstrukcyjne jest podobne do opisanego *Jowett Javelin*, z tą różnicą, że *Standard* jest wozem tańszym. Wygląd zewnętrzny odbiega całkowicie od dotychczasowego stylu „angielskiego" i można go określić jako udane zmniejszenie wozu amerykańskiego z całkowitym odrzuceniem przesadnej ornamentacji. Konstrukcja, podobnie jak *Austina*, nie odbiega od rozwiązań klasycznych, z wyjątkiem zastosowania niezależnego zawieszenia kół przednich na wahaczach ze sprężynami spiralnymi i przeniesienia dźwigni zmiany biegów pod koło kierownicze.

Dane techniczne silnika: 4 cylindry w rzędzie, średnica cylindra 80 mm, skok tłoka 93 mm, pojemność 1894 cm³, obroty max. 4500, moc max 65 KM, stopień sprężania 6,8.

Silnik jest górnozaworowy, z wałkiem rozrządczym w karterze, zaopatrzony w mokre tuleje cylindrowe. Specjalnie zwrócono uwagę na sztywność i wyważenie silnika oraz miękkość zamocowania w ramie. W układzie popychaczy zaworowych, ciekawym rozwiązaniem jest zastosowanie 2 sprężyn, z których jedna służy wyłącznie do zamykania zaworu, druga zaś przeciwdziała bezwładności popychacza i dźwigni. Dobór materiałów oraz jakość wykonania gwarantuje długą pracę silnika pomimo dużej mocy z litra pojemności, która wynosi ponad 33 KM.

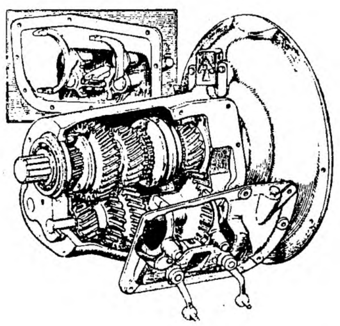
Standard stosuje trzybiegową skrzynię biegów uważając, że w samochodzie użytkowym, którego ciężar wynosi niewiele ponad tonę, przy mocy silnika 65 KM należy kierowcy amatorowi ułatwić prowadzenie samochodu przez zmniejszenie ilości biegów. Wykończenie tego wozu jest także bardzo charakterystyczne dla istniejących prądów. *„Vanguard"* ma być przedstawicielem popularnego wozu użytkowego, wysokiej jakości, ale jak najniższej ceny, posiada jednak fabrycznie wbudowane radio i obicia skórzane.

Ford V 8 Pilot.

Dostosowując się do wymogów rynku angielskiego fabryka *Forda* w Dagenham pod Londynem, wypuściła nowy wóz, nazwy *V 8 Pilot* odpowiadający swoją wielkością średniej klasie samochodów użytkowych. Samochód ten zachowuje linię wytyczną dotychczasowych rozwiązań tej samej fabryki. Silnik 8 cylindrowy w V, trzybiegowa skrzynia biegów, rama z dwóch podłużnic usztywniona krzyżakiem i poprzeczkami, sztywna oś przednia i tylna, zawieszona na pojedyńczych poprzecznych resorach. Wóz ten jest jakby zmniejszeniem modelu produkcji amerykańskiej i przypomina bardzo mniejszy model *„Matforda"*, produkowany przed wojną we Francji. Zewnętrznie jednak, w przeciwieństwie do *Standarda, Jowetta* i nawet *Austina*, wóz jest bardzo „angielski".

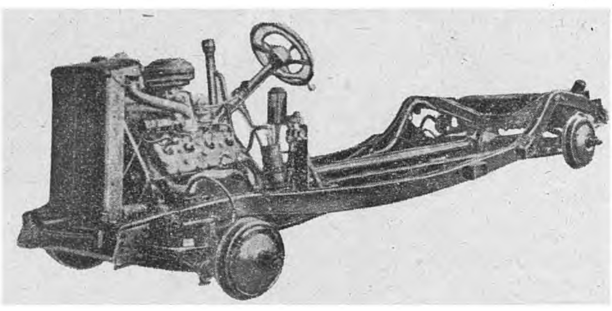
Dane techniczne silnika: 8 cylindrów w V, średnica cylindra 65 mm, skok tłoka 95,25 mm, pojemność 2535 cm³, obroty max. 4000, moc max. 66 KM, stopień sprężania 6,3. Silnik zbudowany jest analogicznie do dużej ósemki amerykańskiej, różniąc się tylko

w drobnych szczegółach związanych ze zmniejszeniem wielkości. W związku z zastosowaniem dźwigni zmiany biegów pod kołem kierowniczym, dano nowe rozwiązanie przesuwek w skrzynce biegów umieszczając je na bocznej ścianie (rys. 5), a nie jak



Rys. 5. Skrzynia biegów i mechanizm przesuwek *Forda V 8 Pilot.*

dawniej w pokrywie górnej. Skrzynia biegów jest trzybiegowa, bieg drugi i trzeci synchronizowane. Rozwiązanie podwozia jest klasyczne (rys. 6). Posiada jednak ciekawe szczegóły, jak zastosowanie stabilizatorów skrętnych, działających w chwili pochylania się wozu na zakręcie. Hamulce są typu mieszanego: hydrauliczne na koła przednie i mechaniczne na koła tylne, konstrukcji znanej angielskiej fabryki *Girling.*



Rys. 6. Podwozie *Forda V 8 Pilot.*

Inne fabryki produkujące samochody w dużych seriach, jak: *Morris, Hilman, Vauxhall, Wolseley, Singer* produkują w dalszym ciągu swoje znane, przedwojenne modele. Niektóre z nich jak *Morris* i *Singer* podały do wiadomości, że prototypy opracowane według założeń podanych na wstępie, mają już gotowe i informacje o nich zostaną w niedługim czasie podane. W szczególności prototyp *Morrisa*, jako jednej z największych fabryk angielskich, budzi duże zainteresowanie, szczególnie, że ma być jedynym typem produkowanym przez tą fabrykę.

Francja

Przemysł francuski walczy przede wszystkim z brakiem stali. Zdolność produkcyjna fabryk jest wykorzystana w niespełna 50%. Z drugiej strony zapotrzebowanie dewiz jest tak wielkie, że w pierwszej połowie 1947 r. wyeksportowano 87,3% całkowitej produkcji. Fabryki francuskie można podzielić na trzy grupy:

1) produkujące małe i średnie wozy użytkowe,

2) produkujące wozy luksusowe,

3) będące w stadium organizacji produkcji, a zamierzające produkować samochody bardzo małe.

Grupa pierwsza obejmuje 4 fabryki, a mianowicie *Citroen, Renault, Peugeot* i *Simca* i wyrabia 93% produkowanych samochodów osobowych. Grupa druga obejmuje fabryki *Matford, Delahaye, Delage, Talbot* i *Hotchkis,* dzielące pomiędzy siebie 7% pozostałej produkcji. Wreszcie trzecia grupa jest wyrazem francuskich tendencyj budowania miniaturowych samochodów dwuosobowych z silnikami o pojemności przeważnie poniżej 500 cm³ i obejmuje prototypy *Boitel, Julien Rovin, Dole* i inne.

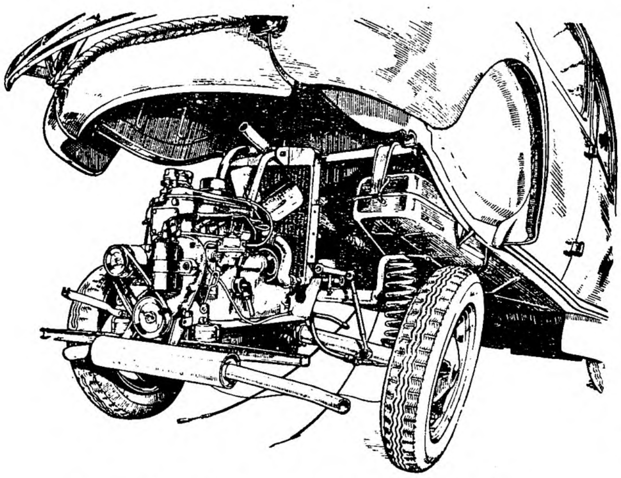
Z fabryk grupy pierwszej, *Citroen* i *Simca* budują swoje przedwojenne modele bez żadnych istotnych zmian. *Peugeot* także koncentruje się na swym przedwojennym modelu „202", jednakże zademonstrował już swój nowy wóz, nazwany *7 CV,* będący wyrazem tych samych tendencyj, co nowe modele angielskie. *Renault* rozpoczął już produkcję opisanego poniżej nowego modelu. Drugim wozem opisanym jest *Panhard „Dyna",* którego produkcja już także zaczęła się. Obydwa są przedstawicielami potrzeb rynku francuskiego oraz francuskich tendencyj konstrukcyjnych w zakresie małych wozów. Cechami wspólnymi są: wielkość samochodu obliczona na 4 osoby, mała pojemność silnika i oszczędność eksploatacji oraz nowoczesność podejścia do zagadnień konstrukcyjnych i materiałowych.

Renault 4 CV.

Kareta czterodrzwiowa, czteroosobowa. Nadwozie samoniosące. Silnik czterocylindrowy, rzędowy, chłodzony wodą, umieszczony z tyłu, za tylną osią. Niezależne zawieszenie wszystkich czterech kół.

Dane techniczne silnika: 4 cylindry w rzędzie, średnica tłoka 55 mm, skok tłoka 80 mm, pojemność 760 cm³, obroty max. 4000, moc max. 19 KM, stopień sprężania 6,7. Silnik jest górnozaworowy, zaopatrzony w mokre tuleje cylindrowe, konstrukcji nie odbiegającej od rozwiązań klasycznych, połączony

bezpośrednio z przekładnią napędową i trzybiegową skrzynią biegów w jeden wspólny zespół pędny. Oś tylna łamana. Resorowanie długimi sprężynami spiralnymi. Cały zespół napędowy (rys. 7) tworzy jedną całość, którą można z łatwością oddzielić od nadwozia. Zawieszenie przednie także niezależne na wahaczach, resorowane sprężynami spiralnymi. Hamulce hydrauliczne na cztery koła i mechaniczny ręczny na tylne.



Rys. 7. Zespół pędny *Renault 4 C V.*

Koła nowej francuskiej konstrukcji zaopatrzone w aluminiowe obręcze. Ciężar samochodu wynosi około 550 kG, całkowita długość 360 cm, wysokość 143 cm. Samochód jest mały i lekki a mimo to mieści wygodnie 4 osoby. Pod względem zachowania się na drodze wykazuje wszystkie cechy wozów znacznie większych tak pod względem wygody jazdy, jak trzymania się drogi i możliwości utrzymywania stałych szybkości drogowych ponad 70 km/godz.

Panhard „Dyna".

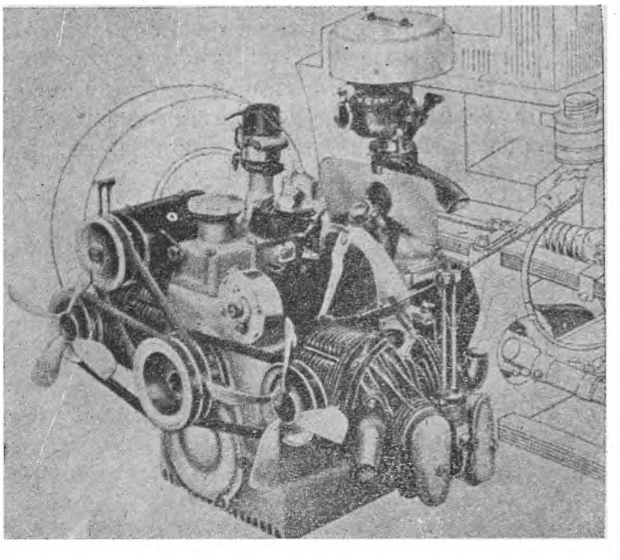
Samochód ten (rys. 8), umożliwia wygodną jazdę czterem osobom pomimo bardzo małego silnika o pojemności 610 cm³ i ciężaru



Rys. 8. *Panhard „Dyna".*

wozu niżej 500 kG. Konstrukcja jego jest bardzo ciekawa tak pod względem rozwiązania jak i szerokiego zastosowania stopów aluminiowych. Samochód składa się z trzech zasadniczych zespołów bardzo dokładnie izolowanych od siebie przy pomocy wkładek gumowych: 1) zespół pędny (rys. 9) składający się z silnika połączonego ze skrzynią biegów i przekładnią napędową, napędzający przednie koła i umieszczony przed osią przednią, 2) rama z dwóch podłużnic zamkniętych, rozstawionych bardzo szeroko i silnie związanych z przodu i tyłu, 3) nadwozie składające się z lanego aluminiowego szkieletu, na którym są umocowane blachy stalowe.

Bardzo ciekawym szczegółem konstrukcyjnym tego silnika jest zastosowanie drążków skrętnych zamiast sprężyn zaworowych. Drążki te umieszczone są ponad głowicą w obrębie silnego przepływu powietrza, dzięki czemu bardzo mało nagrzewają się. Zewnętrzne końce drążków są ze sobą połączone, tworząc w ten sposób wzajemny punkt zakotwiczenia. Zamiast dmuchawy, typowej dla samochodowych silników chłodzonych powietrzem, zastosowane są dwa skrzydełkowe wentylatory umieszczone przed każdym z cylindrów. Osiągnięta moc z litra wynosząca 40 KM/l jest zadziwiająco dużą jak na silnik użytkowy i to chłodzony powietrzem.



Rys. 9. Silnik i zawieszenie przednie *Panhard „Dyna".*

Silnik tworzy jedną całość z obudową sprzęgła, skrzynki biegów i przekładni napędowej. Skrzynka biegów jest czterobiegowa, ale bieg czwarty jest nadbiegiem, stosowanym tylko na otwartych drogach.

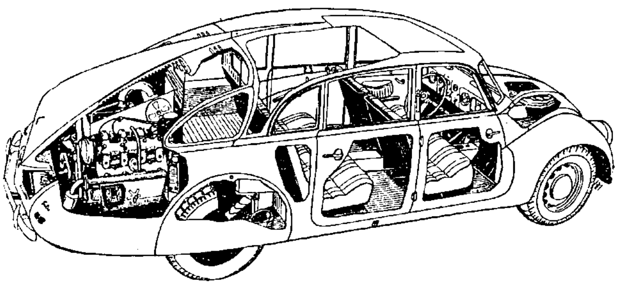
Zwrotnice kół przednich są zawieszone na dwóch półeliptycznych resorach. Amortyzatory hydrauliczne. Koła tylne zawieszone są także niezależnie, rosorowane drążkami

skrętnymi. Zawieszenie to zaopatrzone jest w oś ciekawej konstrukcji, utrzymującą stale równoległość kół tylnych oraz ich prostopadłość do ziemi [1]).

Stosunek ciężaru wozu do mocy silnika powoduje, że mimo małych zewnętrznych wymiarów i małej objętości skokowej szybkości tego wozu są zastanawiająco duże.

Czechosłowacja

Przemysł samochodowy Czechosłowacji produkuje trzy samochody zaliczające się do trzech różnych grup wielkości. Najmniejszy— *Aero Minor* z silnikiem dwutaktowym 613 cm^3, średni — *Skoda* 1101 z silnikiem 1089 cm^3 i największy *Tatra 87* o pojemności 2960 cm^3. Ześrodkowanie produkcji na trzech wymienionych typach zaspokaja całkowicie zapotrzebowanie rynku na samochody osobowe.

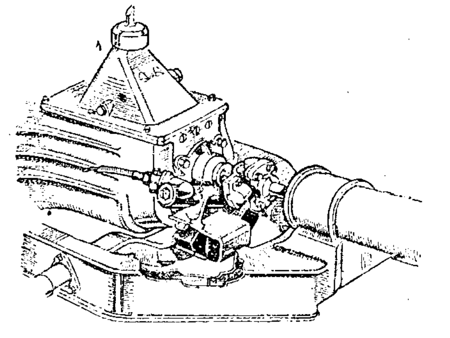


Rys. 10. *Tatra 87.*

Tatra 87 (rys. 10) jest typem całkowicie przedwojennym, budowanym bez zasadniczych zmian. Silnik o układzie widlastym (V), 8 cyl. chłodzony powietrzem, jest umieszczony z tyłu wozu. Rama z rurą środkową, niezależne zawieszenie czterech kół, nadwozie wybitnie aerodynamiczne.

Skoda 1101 jest zasadniczo ewolucją przedwojennego modelu o „zamerykanizowanym" wyglądzie zewnętrznym. Konstrukcja podwozia jest wykonana według normalnych wzorów *Skody*, to znaczy stosuje środkową rurową ramę (rys. 11) i łamaną oś tylną.

Całkowicie nową konstrukcją odznacza się samochód *Aero Minor*. Jest on wynikiem doświadczeń fabryki *Aero* w zakresie konstrukcji przedniego napędu i silników dwutaktowych oraz doświadczeń *Skody* w zastosowaniu centralnej ramy i niezależnego zawieszenia wszystkich kół.



Rys. 11. Rozwidlenie ramy *Skoda 1101.*

Włochy

Włoski przemysł samochodowy, walczący przede wszystkim z brakiem surowców, wykazał dużą inicjatywę w dziedzinie nowych konstrukcyj wozów sportowych i wyścigowych. Obok starych i znanych fabryk *Alfa Romeo i Maserati* powstały nawet dwie nowe fabryki *Civitalia* i *Ferrari*, zajmujące się wyłącznie produkcją samochodów wyścigowych i sportowych. Z fabryk produkujących samochody użytkowe *Fiat* nie wprowadził żadnego nowego modelu, produkując w dalszym ciągu znane przed wojną typy *500, 1100* i *1500*. Model *1100* wyrabiany jest również w odmianie sportowej o specjalnym aerodynamicznym nadwoziu.

Jedynie *Lancia* wprowadziła nowy model nazwany *Ardea* o silniku 903 cm^3, będący zmniejszeniem przedwojennej i obecnie produkowanej *Aprili*. Silnik *Ardea* zachowuje zasadniczy układ charakterystyczny dla *Lancii*, wąskiego V z wspólną głowicą, ma jednak zastosowany bardzo ciekawy sposób uruchamiania zaworów. Zawory górne w głowicy są pochylone do siebie pod kątem 60^0 w płaszczyźnie podłużnej silnika i uruchamiane są za pośrednictwem dźwigienek przez wał rozrządczy umieszczony po środku na głowicy silnika. Drugim ciekawym szczegółem tego wozu jest zastosowanie sztywnej osi tylnej, co jest odstępstwem od dotychczas stosowanego niezależnego zawieszenia z bębnami hamulcowymi, umieszczonymi nie na kołach, a bezpośrednio przy przekładni napędowej.

[1]) Koła, podobnie jak i u *Renault*, są nowej konstrukcji o obręczach aluminiowych. Powoduje to znaczne zmniejszenie masy nieresorowanej i wpływa dodatnio, specjalnie w wozie tak lekkim, na wygodę jazdy i trzymanie się drogi.

Wyszedł z druku i ukazał się w sprzedaży zeszyt 3 Poradnika Technicznego „MECHANIK".

Inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

TYPY SAMOCHODÓW BĘDĄCE W UŻYCIU W POLSCE

Wstęp

Spośród 43.000 szt. samochodów, które mieliśmy w Polsce bezpośrednio przed wybuchem wojny, ocalało niewiele.

Dziś mamy zarejestrowanych samochodów więcej niż w roku 1939: ok. 25.000 osobowych i ok. 38.000 ciężarowych, nie licząc przeszło 12.000 szt. ciągników rolniczych, których mieliśmy przed wojną zaledwie kilkaset sztuk. Tabor ten składa się wyłącznie prawie z samochodów, które na naszym terenie znalazły się dopiero po zakończeniu wojny. Pewną tylko część stanowią samochody różnych marek, pozostałe u nas po Niemcach. Samochody te są stare i skazane na szybkie zniszczenie.

Większość stanowią samochody otrzymane z dostaw UNRRA, od Związku Radzieckiego, z demobilu państw zachodnich oraz wozy bieżącej produkcji, zakupione za granicą w ciągu ubiegłego roku.

O ile samochody niemieckie, czeskie, francuskie i włoskie były już poprzednio dostatecznie znane na naszym terenie pod względem technicznym, o tyle samochody z pozostałych dostaw stanowią u nas pod wieloma względami techniczną nowość.

Duża różnorodność typów stwarza poważne trudności w dziedzinie obsługi i napraw. Istnienie kilku dużych Państwowych Zakładów Samochodowych, wyspecjalizowanych w głównych naprawach poszczególnych typów, nie rozwiązuje całości zagadnienia, a brak dostatecznej znajomości odrębnych właściwości technicznych tych nowych na naszym terenie typów, przyczyniać się może do niewłaściwego ich eksploatowania i do błędnej lub niedostatecznej obsługi technicznej.

Na łamach DZIAŁU SAMOCHODOWEGO zamieszczane będą artykuły omawiające specjalne właściwości techniczne ważniejszych typów samochodów, zadaniem zaś tego artykułu jest omówienie kilku ogólniejszych z tym związanych zagadnień.

Samochody osobowe

Spośród samochodów zakupionych w ciągu ubiegłego roku mamy nowe wozy osobowe francuskie *Simca 8* i *Citroen 11* oraz amerykańskie *Chevrolet „Fleetmaster"*.

Simca 8 jest produkowana przez francuski oddział *Fiata* i jest niemalże identyczna ze znanym, montowanym u nas przed wojną samochodem *Fiat 1100; Citroen 11* zaś jest niezmienionym przedwojennym modelem, który u nas był już dostatecznie rozpowszechniony. Obie wspomniane wytwórnie miały dość dobrze rozwiniętą sieć obsługi i warsztatów naprawczych oraz załogę odpowiednio wyszkolonych fachowców.

Chevrolet „Fleetmaster" jest tylko nieznaczną modyfikacją modelu montowanego u nas przed wojną w zakładach *Lilpopa*. Omawianie tych samochodów jest więc zbędne.

Autobusy

Nowe, zakupione ostatnio autobusy są to francuskie *Chausson*, przeznaczone dla komunikacji miejskiej w Warszawie oraz angielskie podwozia autobusowe *Leyland*, które po skarosowaniu w kraju używane są dla komunikacji międzymiastowej. Konstrukcja autobusów *Chausson* jest zupełnie nowa i bardzo ciekawa, dzięki zastosowaniu po raz pierwszy do autobusów nadwozi samonośnych, bez ramy. Niestety trudności materiałowe, z którymi boryka się francuski przemysł samochodowy, nie pozwoliły jeszcze na uzyskanie należytej jakości technicznej wozu, odpowiadającej jego zaletom konstrukcyjnym.

Podwozia *Leylanda* są typowymi angielskimi podwoziami autobusowymi o specjalnych mechanizmach np. sprzęgłach hydraulicznych, mało u nas dotąd znanych.

Samochody ciężarowe

Nowe zwykłe ciężarowe samochody trzytonowe *Chevrolet, Ford* i *International*, otrzymane w ramach dostaw UNRRA, były przeważnie montowane z nadesłanych nam zespołów. Są to modele nowe, stworzone w okresie wojny, u nas poprzednio nieznane i zawierające szereg nowych rozwiązań konstrukcyjnych, analogicznych do zastosowanych w wozach wojskowych. Omówimy więc je równolegle z samochodami wojskowymi tych wytwórni.

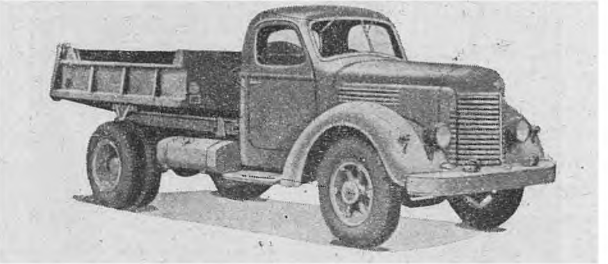
Samochody radzieckie są to ciężarowe półtoratonowe wozy *GAZ-AA*, oparte na konstrukcji *Forda* oraz trzytonowe *ZIS-5* własnej konstrukcji. Wozy te u nas zupełnie nie były znane. Obfite materiały, zawarte w czasopismach i technicznej literaturze radzieckiej pozwolą nam podać wskazówki dla utrzymania tych samochodów w należytej sprawności technicznej.

Większość samochodów z dostaw UNRRA i zakupów z demobilu stanowią używane wojskowe samochody amerykańskie i angielskie, których cechą charakterystyczną jest bardzo mocna budowa oraz zwiększona zdolność do jazdy w terenie. Są one cen-

nym sprzętem w naszych warunkach przy pracach związanych z odbudową i przy jazdach z dużymi nieraz ładunkami po bezdrożach. Właściwości te jednak mogą równocześnie przyczyniać się do błędnej eksploatacji i obsługi: mocna budowa sprawia wrażenie, że wozy te mogą się obejść bez starannej obsługi technicznej i ostrożności w eksploatacji.

Pamiętać należy, że samochody te otrzymaliśmy już używane i brak jest do nich części zamiennych.

Drugim ważnym czynnikiem, o którym należy pamiętać przy eksploatacji wojskowych samochodów jest to, że ich podwozia są znacznie cięższe niż w samochodach „cywilnych" tej samej nośności — np. trzytonowy samochód „cywilny" waży 2,5 do 3 t, a natomiast wojskowy od 4 do 5 t. W samochodach o mniejszej nośności stosunek tych ciężarów jest jeszcze bardziej niekorzystny. Przewożąc ten sam ładunek, samochód wojskowy ma znacznie większy ciężar całkowity, a więc zużywa więcej paliwa. W dodatku silniki samochodów wojskowych, a zwłaszcza *Fordów* nie są budowane z myślą o oszczędności i mają duże jednostkowe zużycie paliwa. Rozporządzając więc zespołem różnych samochodów, wozy wojskowe należy używać tylko do takich zadań, gdzie ich specjalne właściwości mogą się rzeczywiście przydać, a więc przy robotach budowlanych i ziemnych, przy jazdach po bardzo złych drogach lub w trudnych warunkach, oraz w razie doraźnej konieczności przewiezienia dużego ładunku, ponieważ samochód wojskowy można bez szkody przeciążyć.



Rys. 1. Ciężarowy samochód International

Zwrócić trzeba uwagę na jeden jeszcze czynnik, który może podnieść ekonomiczność użycia samochodów wojskowych. Wozy te, przeznaczone do jazdy terenowej, budowane są w większości wypadków jako samochody wielokołowe, z napędem na przednią oś. Większość amerykańskich ciężarowych samochodów sześciokołowych (trzyosiowych) ma tylne koła bliźniacze, czyli posiadające po dwie wymienne tarcze i po dwie opony. Wóz taki jeździ więc na 10 oponach, co potrzebne jest w warunkach jazdy po miękkim terenie. Przy jeździe po twardej drodze nie jest to już potrzebne, opony nie są w pełni obciążone, a i tak zdzierają się. Należy więc zakładać na tylne osie tylko po jednej tarczy z jedną oponą, co umożliwia zaoszczędzenie czterech opon.

Napęd na przednią oś jest również potrzebny tylko przy jeździe w terenie i wszystkie instrukcje wymagają, aby napęd przedniej osi był wyłączony przy jeździe po twardej drodze. Pomimo wyłączenia mechanizmy napędowe osi przedniej obracają się podczas jazdy i choć nie są obciążone przenoszeniem napędu, wytwarzają dodatkowe opory mechaniczne (większe zużycie paliwa) i zużywają się. W wielu wypadkach wały napędowe i przekładnie osi przedniej mogą być wyjęte zupełnie i wykorzystane jako części zamienne dla tylnych mostów.



Rys. 2. Amerykański sześciokołowy wojskowy samochód ciężarowy typu Studebaker — GMC.

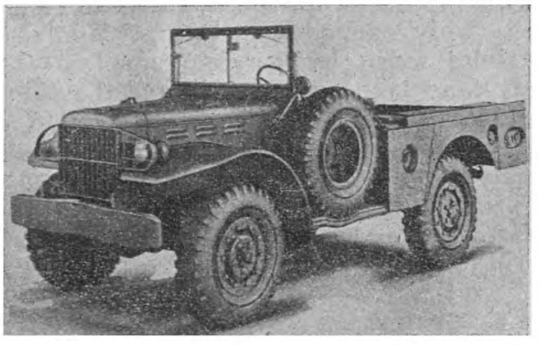
Duża wytrzymałość podwozi wojskowych pozwala przy przeróbce ich na autobusy przedłużać ramy lub zwiększać rozstaw osi przy równoczesnym nawet zwiększeniu obciążenia. Szereg takich przeróbek został już wykonany z dobrym wynikiem, trafiają się jednak i przeróbki zupełnie błędne.

Większość samochodów wojskowych stanowią trzytonowe ciężarówki, prócz nich zaś ciężarówki o nośności 1½ t, ¾ t oraz najmniejsze, noszące oficjalną nazwę „ciężarówki" lub „ciągnika" o nośności ¼ t, a stanowiące właściwie specjalne wojskowe samochody osobowe, noszące polską nazwę „łazik" lub angielską „jeep" (dżip).

Wojskowe samochody ciężarowe 1½ tonowe odpowiadają swym przeznaczeniem odpowiednim ciężarówkom „cywilnym", są od nich jednak prawie dwukrotnie cięższe i posiadają przeważnie te same silniki, co trzytonówki, o mocy 80 — 90 KM, a więc są bardzo nieekonomiczne w eksploatacji.

Wojskowe ciężarowe samochody o nośności ¾ t stanowią już bardzo specjalną grupę, która nie miała właściwego odpowiednika w samochodach „cywilnych". W naszych warunkach okazały się one również bardzo pożytecznym pojazdem me-

chanicznym, pozwalającym na znaczne przyśpieszenie i usprawnienie pracy wielu naszych placówek i przedsiębiorstw, zwłaszcza w początkowym okresie powojennym złych warunków komunikacyjnych. Nie mogą one i nie powinny zastępować samochodów „dostawczych" dla rozwożenia drobnych ilości towarów, ponieważ są za ciężkie, za mocne i za kosztowne w eksploatacji; stanowią jednak bardzo wartościowy wóz dla wewnętrznych dorywczych gospodarczych i administracyjnych potrzeb poszczególnych przedsiębiorstw i instytucyj, dla dowożenia pracowników i mniejszych ilości materiałów i t. p.



Rys. 3. Czterokołowy Dodge o ładowności 3/4 t.

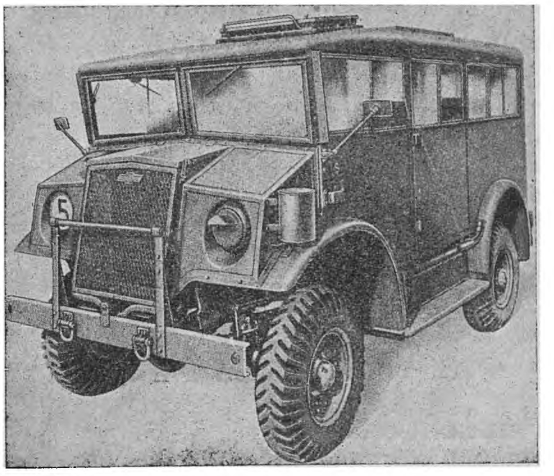
Analogiczne zadania mogą spełniać „łaziki" — amerykańskie „jeepy" — produkcji *Willysa* lub *Forda*, nazywane u nas poprostu *„Willysami"* oraz radzieckie *GAZ-67*, wzorowane na amerykańskich, a wykonane z zespołów samochodu *GAZ-M* i *GAZ-AA*. Wyprodukowane w ilości paru milionów sztuk były najbardziej charakterystycznym pojazdem mechanicznym ubiegłej wojny. Są one mocne, szybkie i zwinne; używane u nas obecnie przeważnie w zastępstwie samochodów osobowych, nie zapewniają jednak potrzebnej wygody i jak na swą pojemność mają też za mocne silniki i są nieekonomiczne.

Ważne jest uzyskanie oszczędności w zużyciu paliwa przez wojskowe samochody półciężarowe i *„Willysy"*, a w miarę porządkowania i stabilizacji warunków komunikacyjnych i warunków zaopatrzenia w sprzęt motorowy powinny być te samochody zastępowane przez bardziej odpowiednie wozy i kierowane, bądź dostosowywane do takich prac i zadań, w których ich specjalne właściwości byłyby w pełni wykorzystane. Wskazówką w tym zakresie mogą być przeróbki, jakie firma *„Willys"* zaczyna stosować dla „jeepów", produkowanych już dla potrzeb „cywilnych".

Zróbmy jeszcze krótki przegląd poszczególnych typów samochodów wojskowych. Amerykańskie duże ciężarówki to są sześciokołowe wozy trzech marek: *Studebaker, International* i *GMC*, posiadające jednakowe rozwiązanie konstrukcyjne całości. Charakterystyczne i bardzo korzystne jest zastosowanie we wszystkich tych wozach jednakowego wymiaru opon 7,50—20, typowego i dla „cywilnych" ciężarówek tej samej klasy. Bliźniacze koła na osiach tylnych pozwalają, jak zostało wspomniane, na przeprowadzenie oszczędności w gospodarce oponami.

Nominalna nośność tych wozów wynosi 2,5 t, mogą jednak być przeciążone nawet do 5 t. Wykonywane są w kilku odmianach, różniących się rozstawem osi bądź też użyciem zwykłej, nie napędowej przedniej osi.

Pomimo jednolitej zewnętrznej budowy, silniki, mechanizmy przekładniowe i osie w wozach poszczególnych marek są zupełnie odmiennej konstrukcji, typowej dla tych trzech różnych koncernów. Jest to szczegół znacznie utrudniający właściwą obsługę techniczną i naprawę, zwłaszcza że właśnie w ostatnich latach i na początku wojny amerykański przemysł samochodowy wprowadził szereg odmiennych od europejskich i mało jeszcze u nas znanych nowych metod używania i regulowania łożysk kulkowych w przekładniach. Przy tym poszczególne koncerny samochodowe poszły różnymi drogami. Wobec trudności otrzymywania zamiennych łożysk kulkowych lub stożkowych nasze stacje obsługi i warsztaty naprawcze stają wobec specjalnego zadania utrzymania w stanie należytej sprawności technicznej znajdujące się u nas wozy.



Rys. 4. Chevrolet 3/4 t typu kanadyjskiego.

Ciekawe jest również zastosowanie w tych wozach zupełnie nowego typu sprzęgieł z talerzową sprężyną, zastępującą dotychczasowe sprężyny spiralne i dźwigienkowe mechanizmy wyłączające.

Z mniejszych amerykańskich wojskowych wozów mamy u nas 1½ tonowe sześciokoło-

we *Dodge* oraz czterokołowe *Fordy*, z nowym zupełnie sześciocylindrowym silnikiem, oraz ¾ tonowe czterokołowe *Dodge*. Są to znowu wyroby innych koncernów i mają odmienne rozwiązanie konstrukcyjne mechanizmów.

Cechą charakterystyczną wszystkich angielskich samochodów wojskowych jest zastosowanie bardzo dużych pojedynczych terenowych opon balonowych o wymiarach 9,00—16 dla wozów klasy ¾ t, 10,15—16 dla wozów klasy 1½ t i 10,50—20 dla 3-tonówek. Wszystkie wozy są czterokołowe. Opony te imponują swymi wymiarami i są rzeczywiście bardzo mocne. Wymagają one utrzymania właściwego ciśnienia powietrza w zależności od obciążenia wozu, a zaniedbanie w tym kierunku prowadzi do szybkiego zniszczenia opony, która jest bardzo kosztowna i nie nadaje się do naprawy. Wadą tych opon jest jeszcze i to, że samochód ogromnie ślizga się po gładkiej, mokrej nawierzchni.

Różnorodność typów i marek angielskich samochodów wojskowych jest większa niż amerykańskich. Pomijając odmiany, które mamy w bardzo niewielkiej ilości sztuk, omówimy spośród wozów wyprodukowanych w Anglii *Austiny* 1½-tonowe i *Bedfordy* modele *OX* o nośności ¾ i 1½ t oraz model 3-tonowy *OY*. Wszystkie odmiany *Bedfordów* posiadają ten sam silnik, a typy *OX* i *OY* poza wymiarami ramy różnią się szczegółami budowy osi. Silniki *Austina* i *Bedforda* są najoszczędniejszymi w eksploatacji spośród silników wojskowych, a wozy tych wytwórń mają tylko tylną oś napędową, wskutek tego odpadają dodatkowe rozdzielcze skrzynki przekładniowe i komplikacje napędu sześciokołowych samochodów amerykańskich. Samochody te stanowią więc tylko wzmocnioną odmianę odpowiednich wozów „cywilnych".

Odmienną i zupełnie jednolitą grupę angielskich wojskowych samochodów stanowią wozy produkcji kanadyjskiej: *Ford* i *Chevrolet*. Posiadają one identyczne ramy, resory, skrzynie ładunkowe, nadwozia oraz charakterystyczne, znacznie wysunięte do przodu, budki kierowcy. Jedynie silniki, mechanizmy przekładniowe i osie są różne. Wozy te są trzech różnych wielkości 3, 1½ i ¾ tonowe, mają napęd na wszystkie koła, oraz te same silniki, mechanizmy napędowe i osie. Istnieje poza tym odmiana wozu ¾-tonowego z napędem tylko na tylną oś i z obniżoną ramą. Dla wozów 3-tonowych przewidziane są oprócz normalnych także i wzmocnione osie o większej nośności. Taki układ typów jest bardzo ciekawy technicznie i racjonalny pod względem produkcyjnym i zaopatrzeniowym, ale nie jest korzystny dla eksploatacji w „cywilnych" warunkach, ponieważ zwłaszcza wozy mniejsze są stosunkowo za ciężkie i mają za duże silniki. Zaznaczyć tu warto, że amerykańskie ¾ i 1½-tonówki mają silniki o mocy 70 KM, podczas gdy 3-tonówki i wszystkie „kanadyjskie" wozy mają silniki o mocy 90—95 KM.

Odmienne silniki i mechanizmy napędowe: *Ford* — silnik V8 i *Chevrolet* — sześciocylindrowy górnozaworowy, oraz całkowita różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych stwarza szereg trudności w obsłudze technicznej i naprawach.

Odrębnym typem wozu wojskowego jest 3-tonowy *Dodge* kanadyjskiej produkcji. Analogicznie do *Bedforda* ma on tylko jedną tylną oś napędową i stanowi wzmocnioną odmianę 3-tonówki „cywilnej" i ma również oszczędny silnik. Istnieje w odmianach z pojedynczą i podwójną przekładnią tylnego mostu oraz na pojedynczych dużych oponach terenowych i na oponach „normalnych" 7,50—20 przy zastosowaniu tylnych kół bliźniaczych. Cechą charakterystyczną tego wozu jest zastosowanie próżniowego serwohamulca.

Instalacja elektryczna, a przede wszystkim oświetleniowa angielskich samochodów wojskowych wykonywana była z myślą o „wojennych" warunkach jazdy, wymaga więc właściwego przerobienia i dostosowania do obowiązujących u nas przepisów.

W dalszych artykułach podamy opisy techniczne poszczególnych typów wozów—z punktu widzenia obsługi i napraw— oraz omówimy specjalne zagadnienia budowy mało znanych u nas dotąd mechanizmów wspólnych dla różnych wozów, jak np. sprzęgła ze sprężyną talerzową, przeguby przednich osi napędowych, przekładnie kierownicze z nakrętką „z kulkami" i td.

W okresie Targów Poznańskich odbędzie się w Poznaniu

KONFERENCJA OBRABIARKOWO-NARZĘDZIOWA

organizowana przez Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich (SIMP).

W związku z tym zostaną wydane specjalne zeszyty czasopism „Mechanik" i „Przegląd Mechaniczny" o zwiększonej objętości, zawierające podstawowe referaty, które będą tematem dyskusji na powyższej konferencji.

POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

Inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

POJAZDY MECHANICZNE

I. OKREŚLENIA PODSTAWOWE.

Równolegle z ogólnym rozwojem techniki w ostatnim stuleciu również i dla potrzeb komunikacji lądowej znalazły szerokie zastosowanie silniki różnego rodzaju. Zastąpiono nimi siłę pociągową zwierząt, tworząc liczne, nowe zupełnie rodzaje pojazdów.

Pojazdy, stosowane w komunikacji lądowej i napędzane silnikami, dzielą się na dwie zasadnicze grupy:

1. *Pojazdy mechaniczne drogowe,* to znaczy pojazdy, które są zaopatrzone w silnik, będący źródłem siły napędowej, potrzebnej do jazdy po powierzchni ziemi, i które mogą poruszać się w kierunku nadanym przez osobę prowadzącą pojazd. Posiadają więc one dwa stopnie swobody ruchu.

2. *Pojazdy mechaniczne torowe* — to znaczy pojazdy, które mogą poruszać się tylko po specjalnie ułożonym torze (jednej lub dwu szynach, linie i t. p.) i które zaopatrzone są w napędzający je silnik, albo ciągnione są innym pojazdem, bądź też urządzeniem ciągnącym, napędzanym przez silnik umieszczony na stałe na końcu toru lub przy torze. Posiadają więc one tylko jeden stopień swobody ruchu.

Pojazdami torowymi są pociągi kolejowe i kolejkowe, wagony motorowe, drezyny, tramwaje, pociągi kolei podziemnych, wagoniki kolei wiszących, pociągi i wagony kolejek kopalnianych i t. p.

W użyciu praktycznym nazwa *pojazdy mechaniczne* zwężona jest do pojęcia pojazdów mechanicznych drogowych, które są przedmiotem niniejszego artykułu.

II. MECHANIZMY SKŁADOWE POJAZDU MECHANICZNEGO.

W każdym pojeździe mechanicznym wyróżniamy następujące zasadnicze mechanizmy:

1. *Silnik.*
2. *Mechanizmy jezdne,* umożliwiające pojazdowi poruszanie się po powierzchni ziemi,
3. *Mechanizmy napędowe,* przenoszące napęd silnika na mechanizmy jezdne.
4. *Mechanizmy prowadzenia* — umożliwiające kierowcy, czyli osobie prowadzącej pojazd, panowanie nad ruchem pojazdu, a więc kierownica i przekładnia kierownicza, hamulce oraz urządzenia do sterowania silnika i przekładni napędowych.
5. *Mechanizmy nośne,* czyli urządzenia wiążące w jedną całość wyżej wspomniane mechanizmy oraz stanowiące szkielet pojazdu. Przenoszą one obciążenia i siły występujące w pojeździe. Składają się na nie rama i zawieszenie, łączące mechanizmy jezdne z resztą pojazdu.
6. *Nadwozie,* czyli urządzenie służące do pomieszczenia przewożonych pojazdem osób i przedmiotów.

Silnik, mechanizmy napędowe, mechanizmy jezdne, mechanizmy prowadzenia i mechanizmy nośne stanowią mechaniczną część pojazdu i jako całość nazywają się *podwoziem.* W praktycznym użyciu nazwa ta dotyczy pojazdu mechanicznego w takim etapie jego produkcji, gdy może on już jeździć, ale wobec braku nadwozia nie może jeszcze być wzięty do użytkowania. Z teoretycznego i konstrukcyjnego punktu widzenia silnik jest zazwyczaj wyodrębniony od podwozia i traktowany oddzielnie [1]).

III. PODSTAWY KLASYFIKACJI POJAZDÓW MECHANICZNYCH.

Szerokie rozpowszechnienie oraz różnorodność przeznaczenia i zastosowania pojazdów mechanicznych przyczyniła się do ogromnego ich zróżnicowania.

Pojazdy mechaniczne możemy dzielić na poszczególne rodzaje bądź to ze względu na charakterystyczne właściwości techniczne ich mechanizmów składowych, bądź to ze względu na ich zastosowanie i przeznaczenie.

Zasadniczymi mechanizmami, których odmiany mogą być podstawą do technicznej klasyfikacji pojazdów są: silnik, mechanizmy jezdne, przekładnie napędowe i mechanizmy nośne. Natomiast mechanizmy prowadzenia mają tylko pomocniczy charakter, a nadwozie jest raczej związane z przeznaczeniem pojazdu, a nie z jego cechami technicznymi.

Warunki eksploatacji wpływają na ukształtowanie i wykonanie poszczególnych mechanizmów. Wpływ danych warunków eksploatacji jest jednakowy dla pojazdów o różnym przeznaczeniu.

Ze względu na *przeznaczenie* wyróżniamy następujące zasadnicze grupy pojazdów:

1. *Pojazdy transportowe* albo *nośne,* które przewożą na sobie ludzi albo przedmioty.

---

1) W języku niemieckim w pierwszym wypadku używana jest nazwa *Fahrgestell,* w drugim zaś *Fahrwerk.*

2. *Ciągniki*, których siła pociągowa jest stosowana do ciągnienia innych pojazdów bądź urządzeń. Używane one są dla celów transportowych czyli przewożenia ładunków, albo też dla celów roboczych, gdy ciągną za sobą narzędzie lub urządzenie, wykonujące jakąś pracę, np. przy uprawie roli lub robotach ziemnych.

3. *Specjalne mechaniczne pojazdy robocze*, zaopatrzone są w dodatkowe urządzenia lub narzędzia, a ich zdolność poruszania i rozporządzalna moc silnika wykorzystywane są dla wykonywania różnych prac.

4. Oddzielną grupę stanowią *wojskowe pojazdy mechaniczne*, wśród których, poza pojazdami wspomnianych trzech grup, dostosowanymi do specjalnych wymagań i warunków, widzimy jeszcze i *pojazdy bojowe*, będące narzędziami walki.

A. TECHNICZNY PODZIAŁ POJAZDÓW MECHANICZNYCH

1. Silniki

Pojazdy mechaniczne dzielą się przede wszystkim w zależności od rodzaju zastosowanego w nich silnika.

Pojazdy mechaniczne z *silnikami parowymi* są najstarsze: pierwszy parowy pojazd zbudowany został przez francuskiego wojskowego inżyniera *Cugnota* w roku 1711. Rozwój ich następował równolegle z rozwojem kolejnictwa. Nie odegrały one jednak większej roli w motoryzacji transportu i w nowszych czasach używane były jedynie w Anglii jako samochody ciężarowe.

Pojazdy mechaniczne z *silnikami elektrycznymi* mają bardzo specjalny charakter. Zaopatrzone w akumulatory używane są jako wozy dostawcze dla jazdy na niewielkiej odległości w obrębie miasta; przeważnie jednak stanowią specjalne wózki transportowe w magazynach, fabrykach, na stacjach kolejowych i t. p. Wózki takie często zaopatrzone są ponadto w mechanizmy podnośnikowe. Pojazdy mechaniczne, pobierające prąd z sieci, rozwieszonej nad drogą, noszą nazwę *trolleybusów* i są używane, tak jak autobusy i tramwaje, do przewożenia pasażerów. Budowa ich podwozi i nadwozi, jest na ogół, taka sama jak i w autobusach.

O właściwym rozpowszechnieniu się pojazdów mechanicznych zdecydowało zastosowanie do nich lekkich szybkobieżnych *silników spalinowych*.

Pionierami w tej dziedzinie byli francuzi *Levassor* i *De Dion* i niemcy *Benz* i *Daimler*, którzy w latach 1885 — 1890 zbudowali pierwsze prymitywne jeszcze, ale nadające się już do użytku samochody.

Silniki spalinowe, stosowane w pojazdach mechanicznych, stanowią tylko odmiany silników, używanych w innych dziedzinach, i są przystosowane do specjalnych warunków i wymagań pracy pojazdu mechanicznego.

Dokładnemu omówieniu silników spalinowych w ogóle, a w zastosowaniu do pojazdów mechanicznych w szczególności, poświęcone będą oddzielne artykuły; na tym miejscu ograniczymy się do najbardziej ogólnej ich klasyfikacji.

W zależności od *sposobu doprowadzenia paliwa* do cylindrów i jego *zapalania* silniki spalinowe dzielimy na:

(1) *gaźnikowe z zapłonem iskrowym,*

(2) *wtryskowe z zapłonem iskrowym bądź z zapłonem w głowicy żarowej,*

(3) *wtryskowe z zapłonem samoczynnym* czyli *wysokoprężne.*

W zależności od *sposobu pracy* silniki spalinowe dzielimy na:

(1') *dwusuwowe*, w których cykl pracy wykonywany jest w ciągu dwóch suwów (skoków) tłoka w cylindrze,

(2') *czterosuwowe*, w których cykl pracy wykonywany jest w ciągu czterech suwów tłoka.

W zależności od *sposobu chłodzenia* silnika:

(1'') *chłodzone powietrzem*, to znaczy, w których cylindry chłodzone są bezpośrednio strumieniem powietrza,

(2'') *chłodzone wodą*, to znaczy, w których cylindry chłodzone są omywające je wodą, a woda ta chłodzona jest następnie strumieniem powietrza w oddzielnej chłodnicy.

Silniki gaźnikowe, najbardziej rozpowszechnione w pojazdach mechanicznych, posiadają specjalne urządzenie zwane *gaźnikiem*, który służy do rozpylenia i częściowego odparowania paliwa w strumieniu zasysanego do cylindrów powietrza. Powstała w ten sposób mieszanka paliwa z powietrzem zapalana jest iskrą elektryczną. Używane są w tych silnikach paliwa płynne jak benzyna, mieszanki benzyny dwu — lub trójskładnikowe ze spirytusem i benzolem, nafta przy dodatkowym podgrzaniu oraz paliwa gazowe, otrzymywane z generatorów drzewnych, węglowych lub koksowych, umieszczonych na pojeździe, albo też gazy — świetlny i ziemny, lub pary cieczy nisko wrzących — (butan, propan) przewożone w stanie sprężonym w butlach. Gaźnik w tych przypadkach służy do wymieszania gazu z powietrzem i nosi nazwę *mieszalnika*. Silniki gaźnikowe są często poprostu nazywane *silnikami benzynowymi*.

W *silnikach wtryskowych z zapłonem iskrowym* paliwo płynne wtryskiwane jest bezpośrednio do cylindra w okresie zasysania powietrza; powstała w ten sposób mieszanka zapalana jest iskrą elektryczną, a w silnikach *z zapłonem w głowicy żarowej*

wskutek zetknięcia się sprężonej mieszanki z rozżarzoną częścią głowicy cylindra. Wtryskiwanie w ten sposób benzyny, co jest coraz częściej stosowane w silnikach lotniczych, zaczyna być dopiero używane w silnikach samochodowych ciężarowych, przeważnie jednak wtryskiwane jest paliwo cięższe, jak cięższe składniki ropy naftowej, olej gazowy i t. p. Silniki takie stosowane są przeważnie w ciągnikach, rzadziej w dużych samochodach ciężarowych.

W silnikach *wtryskowych z zapłonem samoczynnym* ciężkie paliwo płynne wtryskiwane jest dopiero przy zakończeniu sprężania i zapala się wskutek wysokiej temperatury powietrza. Silniki wtryskowe wysokoprężne stosowane są w dużych samochodach ciężarowych i ciągnikach.

2. Mechanizmy jezdne

Ze względu na rodzaj *mechanizmu jezdnego* dzielimy pojazdy mechaniczne na:

a) *kołowe,*

b) *gąsienicowe.*

Koła, tocząc się po powierzchni drogi, umożliwiają poruszanie się pojazdu, a przyczepność kół do powierzchni drogi umożliwia wykorzystanie siły na obwodzie koła (lub kół) napędzanego silnikiem, jako siły nadającej ruch pojazdowi. Koła pojazdów mechanicznych zaopatrzone są przeważnie na obwodzie w sprężyste *ogumienie (opony).*

Koła połączone przekładnią napędową z silnikiem nazywamy *pędnymi,* pozostałe zaś koła — *tocznymi.*

Rozróżniamy pojazdy mechaniczne *dwukołowe, trójkołowe, czterokołowe* (najczęściej używane) oraz *wielokołowe.*

Pojazdy trójkołowe mogą mieć tylko jedno lub też dwa koła pędne.

Pojazdy czterokołowe mogą mieć tylko jedną parę kół pędnych — przednią lub tylną, albo też wszystkie cztery koła pędne.

Pojazdy wielokołowe mogą mieć tylko kilka par kół pędnych, a pozostałe toczne, bądź też wszystkie koła pędne.

Gąsienica pojazdów gąsienicowych jest torem, po którym toczą się kółka toczne pojazdu. „Tor" ten ma postać zamkniętego łańcucha, a pojazd po przejechaniu pewnego odcinka „toru" podnosi go, przerzuca do przodu i znów podkłada pod kółka toczne.

Gąsienica może być wykonana z grubej gumowej taśmy lub składać się ze stalowych ogniw, połączonych ze sobą przegubowo.

Napęd silnika przenoszony jest na gąsienicę kołami zazębiającymi się z jej ogniwami.

Istnieją jeszcze dwa dalsze mieszane typy pojazdów mechanicznych:

c) *półgąsienicowe* — posiadające prócz gąsienicy jeszcze i koła, toczące się bezpośrednio po nawierzchni,

d) *kołowo-gąsienicowe* — posiadające i gąsienice i koła, mogące jeździć na przemian albo na gąsienicach albo na kołach.

Ten ostani typ pojazdów mechanicznych nie znalazł szerszego zastosowania.

Transportowe pojazdy kołowe o więcej, niż dwóch kołach i pojazdy półgąsienicowe określane są wspólną nazwą *samochodów* [2]).

3. Mechanizmy napędowe

Głównymi zespołami składowymi *mechanizmów napędowych* są: *sprzęgło, skrzynka biegów, przekładnia napędowa kół* wraz *z półosiami* oraz *wały przegubowe,* łączące skrzynkę biegów z przekładnią napędową kół bądź też tę przekładnię z samymi kołami.

Zazwyczaj silnik, sprzęgło i skrzynka biegów połączone są w jedną całość, nazywaną *zespołem pędnym.*

W niektórych pojazdach również i przekładnia napędowa kół wchodzi w skład zespołu pędnego; mamy np. samochody *z napędem przednim* (z przednimi kołami pędnymi) i silnikiem umieszczonym z przodu oraz samochody *z napędem tylnym* i silnikiem umieszczonym z tyłu.

W pojazdach z napędem na większą ilość par kół (osi) mamy dodatkową skrzynkę przekładniową — *skrzynkę rozdzielczą* — przekazującą napęd do poszczególnych osi pojazdu.

4. Mechanizmy nośne

Ze względu na budowę *mechanizmów nośnych* rozróżniamy wśród pojazdów kołowych:

a) pojazdy o *sztywnych osiach,*

b) pojazdy o *niezależnym zawieszeniu.*

W pierwszym przypadku każda para kół osadzona jest na końcach tej samej osi, która za pośrednictwem resorów związana jest z resztą podwozia. Przy jeździe na nierównościach każdy ruch czy wychylenie jednego koła oddziaływa na drugie koło tej samej osi.

Przy niezależnym zawieszeniu koła nie są ze sobą związane wspólnym elementem łączącym (osią) i każde z nich za pośrednictwem oddzielnych mechanizmów zawieszenia i resorów połączone jest z resztą podwozia.

5. Nadwozia

Nadwozie w swej budowie dostosowane jest zawsze do rodzaju przewożonych przedmiotów i klasyfikacja nadwozi może być dokonana jedynie na podstawie przeznaczenia pojazdu.

---

[2]) **Niektórzy autorzy nie zaliczają pojazdów półgąsienicowych do samochodów.**

Nadwozie stanowi zazwyczaj samodzielną całość i jest osadzone na ramie podwozia. Istnieje jednak budowana ostatnio konstrukcja pojazdów bezramowych, w których nadwozie, wykonane z tłoczonych blach, jest na tyle mocne, że może przenosić samo wszystkie obciążenia i że pozostałe mechanizmy pojazdu mogą być umocowane wprost do tego nadwozia. Mówimy, że pojazd taki ma *nadwozie samonośne*. W wielu wypadkach również i ciągniki nie posiadają odrębnej ramy, a ich mechanizmy jezdne osadzone są bezpośrednio na kadłubie zespołu pędnego, stanowiącego jedną zwartą całość.

B. PODZIAŁ POJAZDÓW MECHANICZNYCH ZE WZGLĘDU NA WARUNKI ICH EKSPLOATACJI.

Ze względu na przystosowanie do odmiennych warunków eksploatacji rozróżniamy:

1. *pojazdy zwykłe* — dostosowane do zwykłych warunków jazdy po miastach i dobrych drogach,
2. *pojazdy wzmocnione* — dostosowane do specjalnych trudnych warunków pracy, intensywnej eksploatacji i jazdy po złych drogach,
3. *pojazdy terenowe* — dostosowane do jazdy po bezdrożach lub wprost w terenie,
4. *amfibie* — czyli pojazdy ziemno-wodne, które również mogą pływać po wodzie. Amfibie muszą zarazem posiadać cechy pojazdów terenowych, aby mogły poruszać się po błotnistych i rozmokłych brzegach rzek czy jezior.

Główną cechą charakterystyczną *pojazdów terenowych* jest zwiększona powierzchnia dolegania mechanizmów jezdnych do podłoża, aby nacisk jednostkowy był dostatecznie mały i pojazd nie grzązł w miękkim terenie. Kołowe pojazdy terenowe mają, w porównaniu ze zwykłymi pojazdami, albo opony o większym przekroju, albo większa ilość opon — to jest albo koła bliźniacze, czyli koła z dwiema oponami, albo też większą ilość kół. Kołowe pojazdy terenowe mają zazwyczaj napęd na wszystkie koła, aby lepiej wykorzystać do napędu zmniejszoną przyczepność kół do terenu o małej spoistości wewnętrznej. Ogólne ich wymiary i zawieszenie dostosowane jest do pokonywania przeszkód w rodzaju rowów, nasypów i t. p. Wszystkie pojazdy gąsienicowe są pojazdami terenowymi, bo gąsienice po to są stosowane, aby zapewnić dużą powierzchnię oparcia o jezdnię.

C. PODZIAŁ POJAZDÓW MECHANICZNYCH ZE WZGLĘDU NA PRZEZNACZENIE

1. Pojazdy transportowe

Pojazdy transportowe dzielimy na:
a) motocykle,
b) samochody.

Motocykle są to dwukołowe pojazdy mechaniczne, zbudowane w sposób podobny do rowerów i przeznaczone do przewożenia osób. Niekiedy motocykle mają doczepiony boczny wózek — *przyczepkę*, zaopatrzoną w dodatkowe koło. Motocykle są najmniejszymi pojazdami mechanicznymi i mają silniki benzynowe, chłodzone powietrzem, dwusuwowe, lub rzadziej, czterosuwowe.

Samochody dzielimy na:

(1) *osobowe,*
(2) *autobusy,*
(3) *ciężarowe,*
(4) *specjalne.*

(1). *Samochody osobowe* są przeznaczone do przewożenia kilku osób. W budowie ich położony jest nacisk na lekkość i estetykę konstrukcji, szybkość i wygodę jazdy. Stosowane w nich bywa coraz częściej niezależne zawieszenie. Nadwozia wykonywane są z tłoczonych blach stalowych. W ostatnich kilkunastu latach nadaje się im kształty opływowe — aerodynamiczne, aby zmniejszyć opór powietrza przy dużych szybkościach jazdy.

Silniki samochodów osobowych są prawie zawsze benzynowe i wyjątkowo tylko wtryskowe wysokoprężne.

Ze względu na różne potrzeby komunikacyjne i wysokość środków pieniężnych, jakie użytkownicy mogą przeznaczyć na pokrycie kosztów eksploatacji, samochody osobowe budowane są różnych rozmiarów.

Za podstawę podziału samochodów osobowych na poszczególne kategorie przyjmuje się pojemność skokową ich silników, która przede wszystkim charakteryzuje moc silnika. Pojemność mierzy się w centymetrach sześciennych lub litrach.

Rozróżniamy samochody osobowe:

(1.1) *małe* — z silnikami o pojemności skokowej 0,5 ÷ 0,75 l i mocy 13 do 20 KM przeważnie dwusuwowymi; są to samochody dwu lub trzyosobowe, często trójkołowe, czyli tak zwane *trójkołowce*;

(1.2) *popularne* — z silnikami o pojemności 0,75 ÷ 1,5 l i mocy 25 do 50 KM, przeważnie już czterosuwowymi; są to samochody, zwłaszcza na terenie europejskim, najbardziej rozpowszechnione, 4 osobowe, czterokołowe, tanie w eksploatacji, ale pozwalające już na podejmowanie dłuższych jazd;

(1.3) *średnie* — z silnikiem o pojemności 1,5 ÷ 3 l i mocy 35 do 80 KM; są to już samochody dość duże, 4—5 osobowe, wygodne i niezawodne przy dłuższych podróżach;

(1.4) *duże* — z silnikami o pojemności powyżej 3 l i mocy od 80 do 150 KM; są to samochody duże 6 — 8 osobowe, wygodne i szybkie.

Specjalną kategorię samochodów osobowych stanowią wozy *sportowe i wyścigowe,*

jedno lub dwumiejscowe. Są to samochody osobowe dostosowane do rozwijania dużych szybkości, lub też budowane wyłącznie dla zawodów sportowych i wyścigów, rozwijające największe szybkości.

(2). Samochody dostosowane do przewożenia większych ilości osób nazywają się *autobusami*. W zależności od ilości pasażerów rozróżniamy *autobusy:*

(2.1) *małe* — na 10 do 20 miejsc,
(2.2) *średnie* — na 25 do 35 miejsc,
(2.3) *duże* — na 40 miejsc i więcej.

Małe autobusy używane są przeważnie dla dowożenia pasażerów na lotniska, dla dowożenia gości ze stacji do stacji i t. d.

Autobusy średnie i duże przeznaczone są dla przewozów publicznych w obrębie miasta — *autobusy miejskie,* lub też na większych odległościach — *autobusy międzymiastowe.* Sieć komunikacji autobusowej uzupełnia sieć innych środków komunikacji publicznej jak koleje, tramwaje, statki. W Stanach Zjednoczonych A. P. istnieją również duże autobusy sypialne.

Autokarami nazywane są średnie i duże autobusy specjalnie urządzone i dostosowane do celów wycieczkowych i turystycznych.

Niejednokrotnie autobusy ciągną za sobą przyczepę, przeznaczoną również dla pasażerów lub ich bagaży.

Podwozia autobusów budowane są tak, jak i podwozia samochodów ciężarowych tej samej kategorii i różnią się od nich tylko dostosowaniem do specjalnych wymagań komunikacji pasażarskiej — większa szybkość, miększe zawieszenie, niższe ramy itp. Autobusy miejskie dostosowane są do potrzeb zagęszczonego ruchu ulicznego — a więc budowane są również jako *autobusy piętrowe,* które przy tej samej pojemności są krótsze, zajmują mniej miejsca na jezdni i są zwrotniejsze. Przykładnie napędowe i hamulce autobusów miejskich są dostosowane do konieczności częstego zatrzymywania się i ponownego ruszania z miejsca.

(3). *Samochody ciężarowe* przeznaczone są do przewożenia towarów; ich nadwozia mają postać otwartych lub całkowicie zamkniętych skrzyń i dostosowane są często do rodzaju przewożonego towaru, np. samochody-cysterny dla płynów, samochody-chłodnie i t. d.

Dzielimy je na kategorie w zależności od ładowności, czyli ciężaru ładunku, jaki może być nimi przewożony.

Rozróżniamy:

(3.1) samochody *dostawcze* — ładowność do 0,5 t,

(3.2) samochody *półciężarowe* — ładowność od 0,5 do 1 t,

(3.3) samochody *ciężarowe małe* — ładowność od 1 do 2 t,

(3.4) samochody *ciężarowe średnie* — ładowność od 2½ do 5 t,

(3.5) samochody *ciężarowe duże* — ładowność od 5 do 12 t i wyżej.

Samochody dostawcze przeznaczone są do rozwożenia po mieście do odbiorców drobnych ilości lekkich towarów lub dla dowożenia z okolic podmiejskich drobnych ilości jarzyn, nabiału lub t. p. Są to często lekkie, specjalnie budowane trójkołowce z silnikami dwusuwowemi lub też stanowią podwozia małych lub popularnych samochodów osobowych ze specjalnie dostosowanym ciężarowym nadwoziem. Koszt ich eksploatacji jest bardzo mały.

Samochody półciężarowe są również przeznaczone do dowożenia szybko psujących się towarów z większych odległości podmiejskich, dla zaspakajania własnych potrzeb gospodarczych i administracyjnych przedsiębiorstw i instytucji itp. Są to przeważnie specjalnie dostosowane i wzmocnione podwozia średnich i dużych samochodów osobowych, zaopatrzone w ciężarowe nadwozie.

Małe samochody ciężarowe mogą zabierać już pokaźniejszą ilość towarów i mogą być używane do dalszych przejazdów. Są to samochody typowe dla potrzeb rolnictwa i mniejszych przedsiębiorstw rozrzuconych na prowincji. Budowa ich podwozia ma już charakter typowy dla samochodów ciężarowych.

Średnie samochody ciężarowe są najbardziej rozpowszechnione i najbardziej typowe dla tego rodzaju pojazdów. Zdolne one już są do przewożenia większych ilości towarów, nawet i na duże odległości.

Duże samochody ciężarowe przeznaczone są do regularnej komunikacji towarowej na dużych odległościach, bo to tylko czyni opłacalnym eksploatację tych kosztownych wozów. Duże samochody ciężarowe w wielu wypadkach ciągną za sobą jedną, dwie lub nawet trzy naładowane *przyczepy.* Taki zespół samochodu lub ciągnika z przyczepami nazywa się *pociągiem drogowym.* Ramy i mechanizmy jezdne przyczep są budowane w sposób podobny jak i w samochodach ciężarowych.

Podwozia samochodów ciężarowych budowane są przede wszystkim z myślą o prostocie, wytrzymałości i niezawodności w pracy. Mają z reguły sztywne osie. W średnich samochodach są stosowane silniki benzynowe na równi z wysokoprężnymi, w dużych przeważnie silniki wysokoprężne, tańsze w eksploatacji wobec niższej ceny paliwa i mniejszego zużycia na 1 konia-godzinę. W średnich samochodach ciężarowych, wobec znacznego obciążenia tylnej osi stosowane są tylko koła bliźniacze, duże zaś samochody ciężarowe, żeby zmniejszyć naciski na poszczególne osie i zmniejszyć niebezpieczeństwo załamania lub

uszkodzenia nawierzchni dużym skupionym naciskiem koła, budowane są często jako sześcio lub nawet ośmiokołowe.

(4) *Samochody specjalne* przeznaczone są dla specjalnych zadań transportowych, dla przewożenia z miejsca na miejsce specjalnych instalacyj i maszyn, a nawet niekiedy dla wykonywania specjalnych prac.

Należą do nich:

(4.1) sanitarki i ambulanse do przewożenia chorych,

(4.2) ruchome punkty opatrunkowe, stacje rentgenowskie, gabinety dentystyczne,

(4.3) samochody pożarnicze z drabinami, pompami, gaśnicami, zbiornikami wodnymi, sprzętem pożarniczym,

(4.4) samochody dla potrzeb miejskich, jak sprzątaczki, polewaczki, śmieciarki i t. p.

(4.5) ruchome warsztaty naprawcze,

(4.6) samochody ratunkowe z dźwigami do podnoszenia i holowania uszkodzonych pojazdów,

(4.7) dźwigi samochodowe,
(4.8) ruchome radiostacje,
(4.9) samochody rozgłośnikowe,
(4.10) ruchome kina,
(4.11) ruchome elektrownie i najaśnice,
(4.12) ruchome kuchnie, pralnie, łaźnie i t. p.

Na samochody te dobierane są podwozia samochodów osobowych lub ciężarowych w zależności od wymaganej nośności. Podwozia są nieraz specjalnie przerabiane, a nadwozia stanowią część składową przewożonej instalacji lub urządzenia, które często poruszane są silnikiem samochodowym lub korzystają z jego instalacji elektrycznej.

2. Ciągniki

Ciągniki dzielą się na następujące zasadnicze kategorie:

a) *drogowe,*
b) *rolnicze,*
c) *robocze.*

Ciągniki drogowe przeznaczone są do holowania pociągów drogowych (przyczep) po drogach bitych. Zastosowanie ich usprawnia pracę przedsiębiorstw transportowych: samochód musi czekać, aż zostanie rozładowany, a następnie naładowany; rozporządzając zaś odpowiednią ilością przyczep pracę można zorganizować w ten sosób, żeby ciągnik był stale w ruchu z pełnymi lub pustymi przyczepami, podczas, gdy pozostałe przyczepy są rozładowywane lub ładowane. Ciągniki drogowe są poza tym ekonomiczniejsze w eksploatacji od samochodów.

Dla powolnego transportu na małych odległościach i w obrębie miasta używane są małe ciągniki o uproszczonej budowie, lub też odpowiednio dostosowane ciągniki rolnicze. Ciągniki drogowe dla szybszego transportu międzymiastowego na dużych odległościach mają postać skróconych dużych samochodów ciężarowych bez skrzyń ładunkowych.

Znaczne zelety posiadają *siodłowe ciągniki drogowe.* Dla uzyskania dostatecznego uciągu ciągnik musi mieć odpowiednio duży ciężar własny. Przy ciągnikach siodłowych przyczepa nie ma przednich kół i opiera się przodem na „siodle", znajdującym się na ramie ciągnika nad jego tylną osią tak, że część ciężaru przyczepy i jej ładunku przyczynia się do docisku kół tylnych ciągnika. Sam ciągnik może być zatem znacznie lżejszy.

Ciągniki rolnicze przeznaczone są przede wszystkim do uprawy roli, ciągnąc za sobą odpowiednie narzędzia. Moc zastosowanych silników i rodzaj mechanizmów jezdnych zależy od rodzaju uprawy i rodzaju gleby. Dla najcięższych warunków pracy używane są *ciągniki gąsienicowe* o mocy od 45 do 70 KM, dla lżejszych warunków pracy i dla mniejszych gospodarstw stosowane są *ciągniki kołowe* różnych wielkości: duże o mocy 45 do 55 KM, średnie o mocy 30 do 45 KM i małe o mocy od 15 do 30 KM. Szybkość ciągników jest mała i dostosowana do wymagań pracy narzędzi rolniczych.

Cechą charakterystyczną ciągników rolniczych kołowych jest to, że koła tylne pędne mają znacznie większą średnicę, niż przednie. Małe ciągniki mają nieraz tylko jedno koło przednie i nie rzadkie są konstrukcje, w których rozstaw kół przednich jest mniejszy, niż tylnych.

Ponieważ uprawa roli wykonywana jest tylko w ciągu stosunkowo krótkich okresów czasu w ciągu roku, w celu lepszego wykorzystania ciągników dąży się do nadania im możliwie uniwersalnego charakteru przez zaopatrzenie w dodatkowe mechanizmy i napędy dla użycia ich jako żniwiarek, kosiarek, kopaczek oraz dla napędu młocarek, pił tarczowych i t. p.

Początkowo kołowe ciągniki rolnicze zaopatrzone były w koła o żelaznych obręczach; postęp jednak w dziedzinie budowy opon pozwolił na zaopatrzenie kół tych ciągników w opony o potrzebnych dużych rozmiarach. Ciągnik na oponach okazał się zarówno lepszym przy pracy na roli, jak i dla zaspakajania potrzeb transportowych gospodarstw rolnych.

W ciągnikach rolniczych stosowane są wszystkie omawiane poprzednio typy silników.

Do grupy ciągników rolniczych należy jeszcze zaliczyć i drobne zmotoryzowane na-

rzędzia rolnicze i ogrodnicze do pielenia, przekopywania i t. p. Wykonane one są przeważnie w postaci dwukółek, zaopatrzone są w małe silniki dwutaktowe o mocy od 4 do 8 KM, a posługujący się nimi pracownik idzie za ciągnikiem, trzymając za odpowiednie rączki, prowadząc i kierując w ten sposób podczas pracy.

Ciągniki robocze używane są jako narzędzia przy wykonywaniu najrozmaitszych prac np. przy wyrębie i karczowaniu lasów, przy przeciąganiu i przepychaniu zwalonych pni, przy usuwaniu rumowisk, przy robotach ziemnych, eksploatacji kopalń odkrywkowych i t. p. Wykorzystywana jest przy tym albo bezpośrednio ich duża siła uciągu, albo też służą one do ciągnięcia specjalnych narzędzi lub urządzień, jak wielkie szufle, zgarniacze, kopaczki i t. p.

Spotykamy tu ciągniki zarówno kołowe, jak i gąsienicowe, nieraz podobne do rolniczych, ale przeważnie większych rozmiarów i większej mocy, z silnikami do 300 KM. Budowa ich jest dostosowana do specjalnych wymagań i warunków pracy.

3. Wojskowe pojazdy mechaniczne

Nowoczesne wojsko zaopatrzone jest w wielką ilość różnorodnych specjalnych pojazdów mechanicznych, które ze względu na swe przeznaczenie są zawsze pojazdami terenowymi.

Wśród nich rozróżniamy dwie podstawowe grupy:

a) *pojazdy bojowe,*

b) *pojazdy pomocnicze.*

Pojazdy bojowe są zaopatrzone w broń, są opancerzone i stanowią bezpośrednie narzędzia walki. Składają się na nie:

(1). *Samochody pancerne* — kołowe lub półgąsienicowe, o lekkich lub średnich pancerzach, o lżejszym uzbrojeniu, bardzo szybkie i ruchliwe, używane przeważnie do zwiadów i prostych zadań bojowych.

(2). *Czołgi* — silnie uzbrojone i opancerzone pojazdy gąsienicowe, o ciężarze przeważnie w granicach od 20 do 40 ton, ale dochodzącym w niektórych typach do 60 i 80 ton. Są to bardzo potężne środki walki, rozwijające nieraz duże szybkości jazdy.

(3). *Artyleria samonośna* — czyli działa lub moździerze umieszczone na półgąsienicowych lub gąsienicowych podwoziach, opancerzone i zdolne do poruszania się bezpośrednio za nacierającymi oddziałami i wspierania ich ogniem w walce.

Pojazdy pomocnicze służą przede wszystkim do zaspakajania potrzeb transportowych wojsk. Poza właściwym polem walki używane są *samochody osobowe* i *ciężarowe*, różniące się od „cywilnych" znacznie mocniejszą budową, większą mocą silników, nieraz większymi szybkościami oraz przystosowaniem do jazdy w terenie.

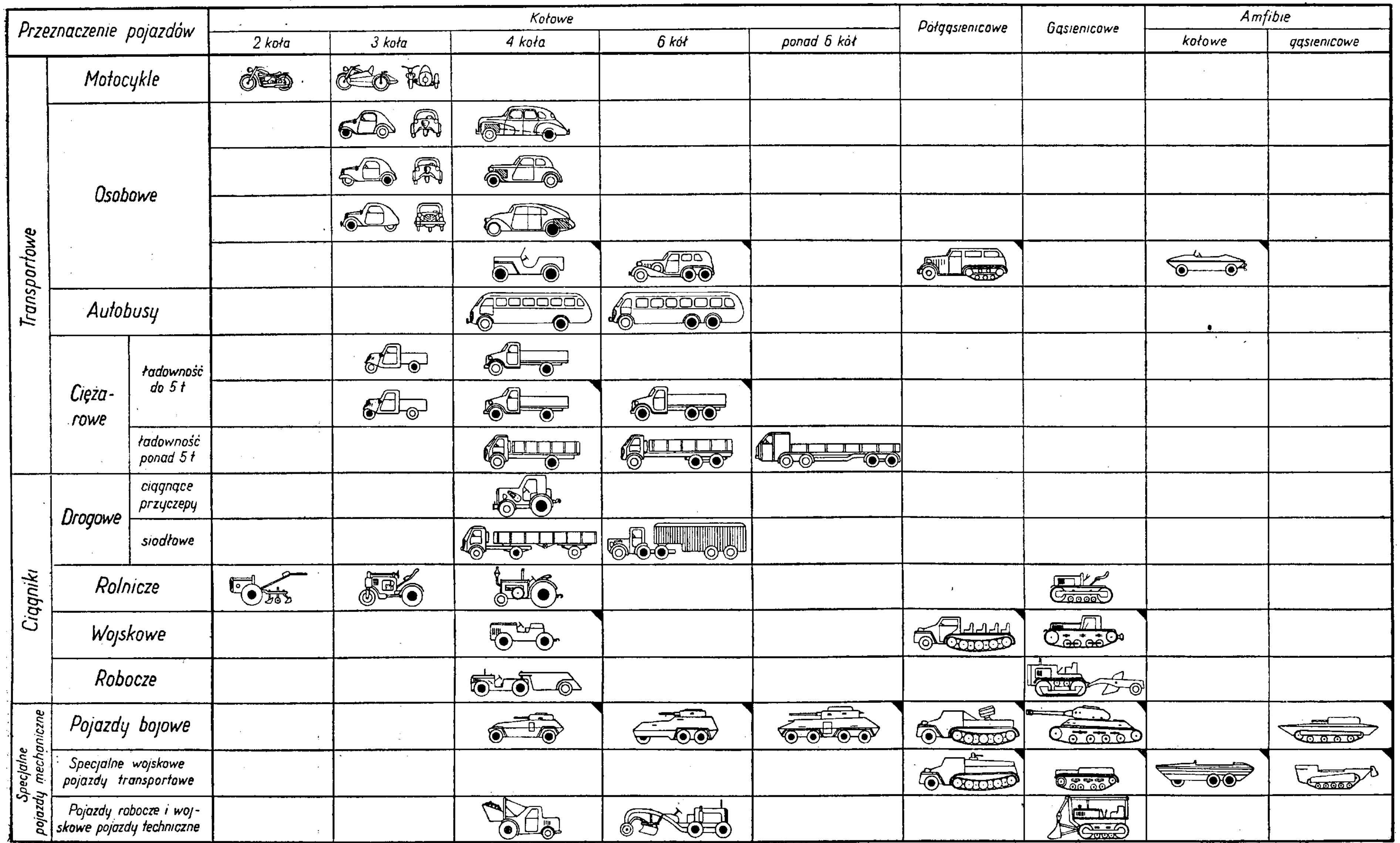
Dla transportu w zasięgu ognia nieprzyjacielskiego, dla dowożenia niemal do pierwszych linii walki żołnierzy, broni i amunicji stworzone zostały liczne *specjalne pojazdy transportowe* nazywane *transportowcami* o lekkich pancerzach, półgąsienicowe lub gąsienicowe. Wśród nich są też liczne pojazdy-amfibie, służące do przepraw przez rzeki lub wysadzania na ląd oddziałów desantowych.

Dalszą grupę wojskowych pojazdów pomocniczych stanowią *pojazdy techniczne,* przeznaczone do wykonywania najrozmaitszych prac i zadań. Należą do nich samochody specjalne, często opancerzone, jak np. radiostacje, warsztaty, elektrownie, pralnie polowe, ambulanse, sanitarki, wozy operacyjne, samochody ratownicze dla innego sprzętu, a następnie takie pojazdy specjalne, jak czołgi do torowania przejść przez pola minowe, czołgi do ściągania unieruchomionego sprzętu bojowego, czołgi - pomosty dla umożliwienia czołgom bojowym przekraczania rowów przeciwpancernych, czołgi do torowania drogi przez rumowiska i gruzy, jak również ogromnie różnorodny zmotoryzowany sprzęt saperski do montowania prowizorycznych mostów, kopaczki, ruchome dźwigi, kafary, urządzenia do budowy lotnisk polowych i t. p.

Wojsko stosuje również bardzo liczne *specjalne ciągniki* przede wszystkim dla ciągnięcia dział i sprzętu artyleryjskiego oraz rozmaitego ciężkiego sprzętu saperskiego. Ciągniki te odznaczają się dużą siłą uciągu w najcięższym nawet terenie, posiadają silniki o mocy od 100 do 300 KM, niejednokrotnie są zaopatrzone w lekkie opancerzenie, przewożą na sobie obsługę działa i część amunicji. Pokonują łatwo przeszkody terenowe, rozwijają duże szybkości i są łatwe do kierowania przy jeździe po drogach bitych. Wśród nich spotykamy ciągniki kołowe, różniące się tym od rolniczych, że przednie i tylne koła są tej samej dużej średnicy i wszystkie koła są pędne. Większość z nich to ciągniki gąsiennicowe i półgąsienicowe, które są łatwiejsze do kierowania od gąsienicowych przy szybkiej jeździe po drogach bitych.

Istnieją także wojskowe ciągniki drogowe, przeznaczone np. dla dowożenia na front, przy zastosowaniu specjalnych przyczep, czołgów, albo też ciężkiego sprzętu przeprawowego, pontonów i t. p. Jako ciągniki siodłowe używane są dla dużych transportów, zaopatrujących front w różne materiały z położonych w głębi kraju baz i magazynów zaopatrzeniowych.

Podział pojazdów mechanicznych ze względu na mechanizmy jezdne i przeznaczenie



Oznaczenia: koło toczne — koło pędne — gąsienice — silnik w samochodzie osobowym — pojazdy wojskowe

516/47-T1

4. Specjalne mechaniczne pojazdy robocze

Na wzór specjalnych wojskowych pojazdów technicznych również i dla najrozmaitszych ogólnych potrzeb gospodarczych, budowlanych i eksploatacyjnych stworzone zostały *specjalne robocze pojazdy mechaniczne*. Od ciągników roboczych różnią się one tym, że właściwe narzędzie lub pracujące urządzenie stanowi część składową pojazdu, a jego mechanizmy składowe dostosowane są do warunków i wymagań pracy tego urządzenia, które działa przez sam fakt poruszania się pojazdu, bądź też jeszcze wymaga dodatkowych napędów od silnika pojazdu.

Do pojazdów tych należą np. znane już na naszym terenie *bulldozery*, czyli *zgarniacze*, a następnie różne maszyny dla budowy dróg gruntowych, maszyny do przesuwania dużych mas ziemi, kopaczki, szufle, ruchome dźwigi i t. p.

W zależności od potrzeby posiadają one koła, bądź też zaopatrzone są w gąsienice.

Budowa specjalnych roboczych pojazdów mechanicznych zależy od rodzaju wykonywanej pracy i z tego względu jest bardzo różnorodna.

Do czytelników czasopisma „Mechanik"

Z początkiem Nowego Roku, a więc po ustaleniu wysokości prenumeraty, stanęliśmy w obliczu wydatnego wzrostu kosztów wydawniczych, spowodowanego zmianą umowy zbiorowej w przemyśle poligraficznym oraz znaczną zwyżką taryfy pocztowej i kolejowej. Ponieważ równocześnie czasopismo zostało pozbawione dotychczasowych subsydiów, umożliwiających utrzymanie prenumeraty na poziomie dostępnym dla szerokich rzesz pracowników przemysłu metalowego, przeto celem osiągnięcia równowagi budżetowej musieliśmy albo zmniejszyć objętość pojedynczych zeszytów, albo też podwyższyć prenumeratę. Wybraliśmy tę drugą drogę.

Po gruntownej analizie własnych kosztów wydawniczych, jesteśmy zmuszeni do podwyżki prenumeraty, która od połowy ubiegłego roku, mimo stałego wzrostu kosztów własnych, pozostawała bez zmiany. A zatem **począwszy od II kwartału b. r. prenumerata normalna czasopisma „Mechanik" będzie wynosiła zł 300,— w stosunku kwartalnym**, a prenumerata ulgowa dla członków SIMP, uczniów szkół zawodowych i studentów wyższych zakładów naukowych, przy zgłoszeniach zbiorowych co najmniej 10 egzemplarzy, dokonywanych za pośrednictwem Dyrekcyj Szkół lub Samopomocowych Kół Koleżeńskich — zł. 250.— Cena zeszytu pojedynczego wyniesie zł. 150.—

Cena normalna rocznika 1947 wynosi zł. 1.200.— cena ulgowa zł. 1000.—

Ze względu na niewielką ilość kompletnych roczników 1947, Administracja czasopisma przyjmuje zgłoszenia na roczniki 1947 do dnia 30 kwietnia b.r.

Podając powyższe zmiany do wiadomości prenumeratorów, zwracamy się z gorącym apelem o dalszy życzliwy stosunek do czasopisma, oraz o jednanie nowych prenumeratorów. Jedynie bowiem wzrost nakładu umożliwi utrzymanie wysokości prenumeraty na dotychczasowym poziomie.

Administracja czasopisma „Mechanik".

RYSUNEK TECHNICZNY

W kwietniu b. r. wyjdzie z druku podręcznik przeznaczony dla uczniów gimnazjów zawodowych oraz dla samouków p. t. „RYSUNEK TECHNICZNY" w opracowaniu *Tadeusza Dobrzańskiego*, zalecona przez Ministerstwo Oświaty jako podręcznik dla szkół zawodowych.

Podręcznik uwzględniać będzie wskazania najnowszych norm „Rysunku Technicznego Maszynowego".

MECHANIKA TECHNICZNA

W maju b. r. ukaże się nakładem Towarzystwa Kursów Technicznych w Warszawie i Instytutu Wydawniczego SIMP II wydanie książki dr *inż. Stefana Neumarka* p. t. „MECHANIKA TECHNICZNA TOM I. STATYKA". Książka ta została zatwierdzona przez Ministerstwo Oświaty, jako podręcznik dla liceów zawodowych.

POLSCY MECHANICY MÓWIĄ PO POLSKU

„MIARY I WAGI"

We wszelkich dziedzinach naszego życia spotykamy się z zagadnieniem miary. Mierzymy zarówno w zaciszu laboratoriów, jak i zgiełku publicznych targowisk. Nic więc dziwnego, iż wyrazy i wyrażenia z dziedziny metrologii spotykamy zarówno w Biblii Świętej, wspominającej o obrzydliwości fałszywych wag, jak i sprawozdaniach sądowych, mówiących o porachunkach rodzinnych przy pomocy „gwichtów". Ponieważ wyrazy, odtwarzające w sposób najwłaściwszy dane pojęcia, z trudem częstokroć wypierają wyrazy gwarowe, rodowod swój wywodzące z lenistwa ludzkiej natury, przeto w codziennym słownictwie z dziedziny miernictwa nagromadziło się wiele „obrzydliwości", rażących nie tylko tych, którym mowa nasza jest droższa od złota, lecz przeciętnych zjadaczy chleba.

Zacznijmy od wyrazu *miara.* Polskie prawodawstwo używa tego wyrazu w znaczeniu miary absolutnej czyli oderwanej. W zdaniu „ten pręt ma 4 metry długości i waży 6 kilogramów" — 4 m i 6 kG są miarami. Natomiast listwa, na której nacięto kresy w odstępach odpowiadających centymetrom lub milimetrom i przy pomocy której mierzyliśmy długość pręta, oraz bryła, za pomocą której wyznaczyliśmy na wadze masę pręta, nazywamy *wzorcami miar.* Rozróżnienie takie w języku polskim jest możliwe dzięki jego bogactwu, w porównaniu z wieloma językami kulturalnymi, w których miara oderwana i wzorzec miary jest określony jednym mianem (np. *ang.* measure, *franc.* mesure, *niem.* Mass, *ros.* miera). Dla poszczególnych wzorców miar język polski posiada odrębne nazwy (miana). Wzorce długości nazywamy *przymiarami,* wzorce masy — *odważnikami,* wzorce wklęsłe objętości — *pojemnikami.*

Sprawami miar i narzędzi mierniczych, zajmuje się w Polsce *Administracja Miar,* spełniająca swe zadanie przez *Urzędy Miar,* zwane częstokroć niewłaściwie „urzędami miar i wag". Wyrażenie to jest błędne i pochodzi z rosyjskiego „pałata mier i wiesow", w którym to wyrażeniu mamy pomieszanie oderwanego pojęcia miary z narzędziem mierniczym, jakim jest waga. Podobne zjawisko obserwujemy również i w innych językach, np. w angielskim „bureau of weights nad measures", francuskim „bureau des poids et mesure", niemieckim „Eichmat für Mass und Gewicht".

Pochodzi to stąd, że dawniej działalność Urzędów Miar ograniczała się do sprawdzania przymiarów i pojemników, (które określano wspólną nazwą „miar") oraz wag i odważników. Nazwa ta, pomijając niewłaściwe użycie w niej pojęcia „miary", nie odpowiada zupełnie dziesiejszemu obszernemu zakresowi narzędzi mierniczych, podlegających sprawdzaniu przez Urzędy Miar.

Jednostką miary nazywamy wielkość, z którą porównuje się inne wielkości tego samego rodzaju.

Obok *jednostek podstawowych* pewnego układu miar używamy często *jednostek wtórnych, wielokrotnych* lub *podwielokrotnych,* których nazwy powstają przez dodawanie przedrostków: *kilo, hekto, deka* do nazw jednostek wielokrotnych, a *decy, centy, mili* — do podwielokrotnych. W ten sposób od *metra* tworzymy wyrazy: *kilometr* (= 1000 m), *decymetr* (= 0,1 m), *centymetr* (= 0,01 m) i *milimetr* (= 0,001 m). Pochodnymi wyrazami od *grama* są: *kilogram* (= 1000 g), *dekagram* (= 10 g) i *miligram* (= 0,001 g).

Obok tych wyrazów obserwujemy często w życiu codziennym zastępowanie wyrazów *kilogram* i *dekagram* przez skróty kilo i deko.

Skróty te są bałamutne, ponieważ „kilo" mogłoby być zarówno skrótem kilometra, jak i kilograma, a „deka" — dekametra, dekalitra lub dekagrama. Tworzenie tych wyrazów, stanowiących rzeczowniki nieodmienne jest sprzeczne z duchem języka polskiego. Natomiast posiłkowanie się wyrazem „deko" zamiast dekagrama jest wręcz prostackim błędem, wynikły ze zniekształcenia „deka" na podobieństwo „kilo".

Spośród fałszywie stosowanych nazw jednostek miar wymienić należy też *„kilowat"* w znaczeniu *„kilowatgodziny".* Kilowat (skrót kW) jest jednostką miary mocy, podobnie jak kilogramometr na sekundę lub koń mechaniczny i oznacza pracę wykonaną w *jednostce czasu.* Natomiast kilowatgodzina (skrót kWh) jest jednostką miary pracy wykonanej w *ciągu pewnego okresu czasu.*

Liczniki energii elektrycznej wykazują kilowatogodziny, a nie kilowaty. Do mierzenia tych ostatnich służą przyrządy zwane watomierzami. Elektrowni płacimy za określoną liczbę kilowatgodzin zużytej energii, a nie za kilowaty, których możemy pobierać tyle na ile pozwala grubość przewodnika.

Wreszcie bezwzględnie powinniśmy dążyć do wykorzenienia nazw „metr" i „centnar" w znaczeniu *100 kilogramów* czyli *kwintala.* Szczególnie bałamutną i niedorzeczną jest pierwsza z tych nazw.

A. T. T.

---

[1]) Skróty powyższe wywodzą się z języków: greckiego i łacińskiego: gr χίλιοι = tysiąc; gr ἑκατόν = sto; gr δέκα = dziesięć; łć decem = dziesięć; łć centum = sto; łć mille = tysiąc; gr μικρός = mały, drobny.

TERMINY PODSTAWOWE METROLOGII

BASIC TERMS OF METROLOGY — EXPRESSIONS FONDAMENTALES DE LA MÉTROLOGIE
GRUNDAUSDRÜCKE DER METRONOMIE — OSNOWNYJE METROŁOGICZESKIJE TERMINY

Błąd *sm;* error *s*; erreur *sf;* Fehler *sm;* pogriesznost' *sf;*

— bezwzględny; absolute —; — absolue; absolutnaja —;

— całkowity; total —; — totale; Total —; Gesamt —; summarnaja—; nakoplennaja —;

— cząstkowy; partial —; — partielle; Teil —; czastnaja —;

— dopuszczalny; permissible —; — admissible, — tolérable; zulässiger —; dopustimaja —;

— gruby; mistake *s;* — grave; grober —; grubaja —, promach *sm;*

— maksymalny; — maximum —; — maximale; Maximal —; najbolszaja —, predielnaja —;

— metody; — of method; — de la méthode; Verfahrungs —; — metoda;

— narzędzia mierniczego, — instrumentalny; instrument —; — instrumentielle; Instrumental —; instrumentalnaja —;

— obserwacji; — of observation; — d'observation; Beobachtungs —; — nabljudienja;

— okresowy; periodical —; — périodique; periodischer —; periodiczeskaja —;

— osobowy; personal —; — personnelle; persönlicher —; licznaja —;

— pomiaru; measuring —, — of measurement; — de mesure; Mess —; — izmierenja;

— postępowy; progressiv —; — progressive; fortschreitender —; progresiwnaja —;

— pozorny; apparent —; — apparente, résidu *(sm)* des observations; scheinbarer —; mnimaja —, ostatocznoja —;

— przypadkowy; accidental —; — accidentielle; zufälliger —; słuczajnaja —;

— stały; constant —; — constante; konstanter —; postajannaja —;

— systematyczny; systematic —; — systématique; systematischer —; sistematiczeskaja —;

— wielkości; — of quantity; — de grandeur; — der Grösse; — miery;

— wskazania; — of indication; — d'indication; — der Anzeige; — znaczenja miery, — pokazanja pribora;

— względny; relativ —; — relative; relativer —; otnositielnaja —;

Cecha *sf;* stamp *s;* empreinte *sf;* poinçon *sm;* Stempel *sm;* klejmo *sn;*

Ciało *(sn)* normalne, — wzorcowe; standard body *s;* corps *(sm)* normal; Normalkörper *sm;* obrazcowoje wieszczestwo *sn;*

Częstość *(sf)* błędów; frequency *(s) of* errors; fréquence *(sf)* des erreurs; Fehlerhäufigkeit *sf;* czastota *(sf)* pogriesznostiej;

Długość *(sf)* działki; length *(s)* of division; longueur *(sf)* de la division; Länge *(sf)* der Teilung; dlina *(sf)* dielenja;

Dokładność *sf;* accuracy *s;* exactitude *sf*; Genauigkeit *sf*; tocznost' *sf;*

— odczytania; — of reading; — de lecture; — der Ablesung; — otsczczota;

— narzędzia mierniczego; — of measuring instrument; — d'instrument de mesure; — des Messgerätes; — miery ili izmieritielnawo pribora;

— pomiaru; — of measurement; — de mesure; der Messung; — izmierienja;

Działka *sf;* division *s;* division *sf;* Teilung *sf*; dielenje *sn*;

— elementarna; *elementary —; *— élementaire; *Elementar —; interwał *(sm)* dielenja

Jednostka *(sf)* miary; unit *(s)* of measure; unité (sf) de mesure; Messeinheit *sf;* jedinica *(sf)* izmierenja;

— — pochodna; derived — — —; — — — dérivée; abgeleitete —; proizwodnaja — —;

— — podstawowa; fundamental — — —; — — — fondamentale; Grundeinheit *sf;* osnownaja — —;

Krzywa *(sf)* błędów; curve *(s)* of errors; courbe des *(sf)* erreurs; Fehlerkurve *sf,* Eichkurve *sf;* kriwaja *(sf)* pogriesznostiej;

— rozkładu błędów; — of the errors distribution; — de distribution des erreurs; — der Fehlerverteilung; — razpriedielenja pogriesznostiej;

Legalizacja *(sf)* narzędzi mierniczych; stamping *or* sealing of weights and measures; vérification et poinçonnage des poids et mesures; Eichung *(sf)* der Messgeräte; powierka *(sf)* i klejmien'je *(sn)* mier i izmieritielnych priborow;

Licznik *sm;* counter *s,* meter *s;* compteur *sm;* Zähler *sm*; szczotczik *sm;*

Liczydło *sn;* counter *s,* counter mechanism *s;* compteur *sm;* Zählwerk *sn;* szczotnyj mechanizm *sm;*

— bębenkowe; roller —; — à tambour; Rollen —; rolikowyj —;

— tarczowe; disc —; — à cadran; Scheiben —; diskowyj —;

— wskazówkowe; pointer —; — à aiguille; Zeiger —; striełoczny j —;

Metoda *(sf)* pomiaru; method *(s)* of measurement; méthode *(sf)* de mesure; Messmethode *sf*; metoda *(sf)* izmierienja;

Metrologia *sf*; metrology *s*; métrologie *sf*; Metronomie *sf*, Metrologie *sf*; metrołogia *sf*;

Miara *sf*; measure *s*; mesure *sf*; Messwert *sm*; znaczenje *(sn)* miery;

— dokładności — of accuracy, precision parameter *s*; — d'exactitude, paramètre *(sm)* de précision; Genauigkeitsmass *sn*, Präzisionsmass *sn*; miera tocznosti;

Narzędzie *(sn)* miernicze; measuring tool, — instrument; instrument *(sm)* de mesure; Messgerät *sn*, Messwerkzeug *sn*, Messinstrument *sn*; miera *(sf)* ili izmieritielnyj pribor *sm*;

*Nieczułość *(sf)* narzędzia mierniczego; insensitivity *(s)* of measuring instrument; insensibilité *(sf)* d'instrument de mesure; Unempfindlichkeit *(sf)* des Messgerätes; porog *(sm)* czuwstwitlielnosti;

Niezmienność *(sf)* wskazań; unvariability *(s)* of indications; invariabilité des indications; Unveränderlichkeit *(sf)* der Anzeigen; postojanstwo *(sn)* pokazanji;

Obszar *(sm)* mierniczy; range *(s)* of measurement; étendue *(sf)* de mesure; Messbereich *sm*; obłast' *(sf)* izmierienja, predieły *(sm)* izmierenja;

— regulacji; — of regulation; — de regulation; Regulierbereich *sm*; — regulirowki;

Odczytanie *(sn)* wskazania; reading *(s)* of indication; lecture *(sf)* d'indication; Ablesung *(sf)* der Angabe; otszczot *sm*;

Oznaczenie *sn*; sign *s*, mark *s*, designation *s*; signe *sm*, marque *sf*, désignation *sf*; Bezeichnung *sf*; oboznaczenje *sn*;

— liczbowe; numbering *sn*; chiffrage *sm*; Bezifferung *sf*; czislennoje —;

Odchyłka *sf*; deviation *s*; écart sm; Abweichung *sf*; otkłonienje *sn*;

Pasowanie *sn*; fit *s*, fitting *s*; ajustement *sm*; Passung *sf*; posadka *sf*;

Podwielokrotność *(sf)* jednostki miar; subdivision *(s)* of measuring unit; sous-multiple *(sf)* de l'unité de mesure; Unterteilung *(sf)* der Messeinheit; dolnyje *(sn)* jedinicy mier;

Podziałka *sf*; graduation *sf*, division *sf*; Teilung *sf*; dielenje *sn*;

— jednostajna; uniform —; — uniforme; gleichförmige —; gleichmässige —; rawnomiernoje — ;

— regularna; regular —; — regulière; reguläre —; regularnoje —;

— równomierna; uniform —; — uniforme; gleichförmige —, gleichmässige; rawnomiernoje —;

Pomiar *sm*, mierzenie *sn*; measurement *s*; mesure *sf*; mesurage *sf*; Messung *sf* izmierienje *sn*;

— bezpośredni; direct —; — directe; direkte —; priamoje —;

— pośredni; indirect —; — indirecte; vermittelnde —; koswiennoje —;

Poprawka *sf*; correction *s*; corection *sf*; Verbesserung *sf*, Korrektur *sf*; poprawka *sf*

Porównanie *sn*, komparacja *sf*; comparison *s*; comparaison *sf*; Vergleichung *sf*; komparacja *sf*;

Prawo *(sn)* błędów; law *(s)* of errors; loi *(sf)* des erreurs; Fehlergesetz *sn*; zakon *(sm)* pogriesznostíej;

Prototyp *sm*; prototype *s*; prototype-étalon *sm*; Prototype *sm*; pierwicznyj etałon *sm*;

Przeciwwskaźnik *sm*; counter mark *s*; contre-repère *sm*; contre-marque *sf*; Gegenzeiger *sn*;

Przekładnia *(sf)* wskazania (dawniej „czułość"); sensitivity *s*; sensibilité *sf*; Empfindlichkeit *sf*, czuwstwitielnost' *sf*;

Przyrząd *(sm)* mierniczy; measuring instrument *s*; appareil *(sm)* de mesure; Messapparat *sm*; izmieritielnyj pribor *sm*;

— — samopiszący; recording — —; recorder *s*; — — — enregistreur; Schrebinstrument *sn*, registrierender Apparat *sm*; samopiszuszczyj pribor *sm*;

— — samoczynny; automatic — —; — — — automatique; selbsttätiger Massapparat *sm*; izmieritelnyj pribor *s* nieposredstwiennym otszczotom;

— — sumujący; integrating instrument; counter *s*; compteur *sm*, intégrateur *sm*, integrierender Messapparat *sm*, Summierungsapparat *sm*, Zähler *sm*; integriruszczyj pribor *sm*; szczotczik *sm*;

— — wskazujący; indicating — —; idicator; appareil — indicateur sm; anzeigender Messapparat *sm*; Messer *sm*; pokazywajuszczyj pribor *sm*; *(d. c. n)*.

---

1) Niniejszy słowniczek zawiera wyrazy i wyrażenia, odpowiadające podstawowym pojęciom metrologii; określenia większości tych pojęć zostały podane w artykule *inż.-mech. Jana Obalskiego* pt. „Podstawowe pojęcia metrologii", który ukazał się w zeszytach 4/46, 5—6/46, 9/46 i 10—11/46 czasopisma technicznego „Mechanik" oraz w postaci oddzielnej odbitki PEM.

Terminy polskie i ich równoznaczniki w obcych językach zostały uzgodnione z Głównym Urzędem Miar i Przewodniczącym Komisji Metrologicznej *dr inż. Zdzisławem Rauszerem*, z wyjątkiem wyrazów: „nieczułość", „odchyłka", „przekładnia wskazania", „podziałka regularna".

Komisja Słownictwa Technicznego PKN

* — neologizm.

DZIAŁ NORMALIZACYJNY

Inż.-mech. JAN OBALSKI

KILOPOND I KILOGRAM

1. Kilogram-siła, czy kilogram-masa? — oto dylemat, stanowiący utrapienie nietylko dla uczących się, lecz często i dla wykładowców.

Aby wyjaśnić skąd pochodzą trudności związane ze stosowaniem tych jednostek i jak ich można uniknąć, musimy najpierw przypomnieć kilka elementarnych pojęć z dziedziny fizyki.

Siła i *masa* są to dwie zupełnie różne wielkości fizyczne. Pierwszą z nich wyobrażamy sobie poglądowo jako działanie, mogące np. wywołać ruch ciała; w szczególności siłą jest przyciąganie ziemskie, działające na ciało, czyli jego ciężar. Gdy pod wpływem tego ciężaru następuje swobodny spadek ciała, nabywa ono pewnego przyśpieszenie: co sekundę szybkość jego (w pobliżu powierzchni ziemi) wzrasta o $\approx$ 9,8 m/sek.

Masa natomiast jest w poglądowym przedstawieniu (przynajmniej jeśli chodzi o ciała jednorodne), ilością materii zawartej w ciele; ciało zawierające dużo materii posiada dużą masę i (odwrotnie), ale to nie ma bezpośrednio nic wspólnego z jego ciężarem. Najlepiej można to zrozumieć na przykładzie z życia codziennego: gdy kupuję pewną ilość cukru, to kupuję jego masę, a nie ciężar; jest zupełnie dla mnie obojętne, czy tę ilość cukru ziemia przyciąga silniej, czy słabiej, interesuje mnie natomiast, ile szklanek herbaty tą ilością cukru będę mógł osłodzić. Jeśli z nabytą ilością cukru udam się np. na księżyc, to jego ciężar będzie tam zaledwie $^1/_6$ jego ciężaru na ziemi, a mimo to będę mógł osłodzić na księżycu w tym samym stopniu tę samą ilość szklanek herbaty, co na ziemi (jeżeli nie przeszkodzą temu inne okoliczności, a to wydaje się prawdopodobne!). W praktyce mamy naogół o wiele częściej do czynienia z masą niż z ciężarem.

Tak więc masa i siła (w szczególnym wypadku ciężar) są to zupełnie różne wielkości. Istnieje jednak między nimi zależność, wyrażająca się drugim prawem *Newtona*; według tego prawa siła, która jest konieczna, aby nadać ciału pewne przyśpieszenie (np. spowodować co sekundę wzrost szybkości o 2 m/sek), jest proporcjonalna do jego masy: jeżeli jedno ciało ma masę np. x razy większą, niż drugie, to dla nadania tym 2 ciałom takiego samego przyśpieszenia, na pierwsze musi działać siła x razy większa, niż na drugie. Albo inaczej: jeżeli taka sama siła działa na 2 ciała, z których pierwsze ma x razy większą masę niż drugie, to pierwsze ciało otrzymuje przyśpieszenie x razy mniejsze, niż drugie.

Wyrazem tego prawa jest wzór

$$P = K m a \qquad [1],$$

P, m, a są to liczbowe wartości siły, masy i przyśpieszenia przy pewnych dowolnie wybranych jednostkach j_p, j_m, j_a tych wielkości, a K — stała, zależna od tego wyboru. Można też przyjąć dowolnie jednostki którychkolwiek dwóch z tych trzech wielkości oraz wartość K (np. $K = 1$), a wtedy jednostka trzeciej wielkości wypadnie z poniższego wzoru.

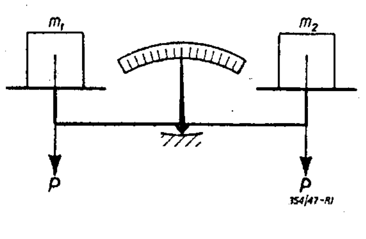
Pomiędzy jednostkami j_p, j_m, j_a oraz stałą K zachodzi zależność

$$j_p = \frac{1}{K} j_m \cdot j_a \qquad [2]$$

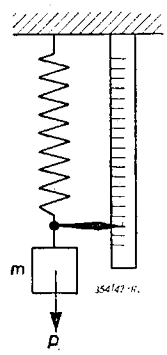
Z zależność [1] korzystamy przy pomiarze mas, używając jako siły — siły ciężkości. Jeśli bowiem ziemia przyciąga 2 ciała w tym samym miejscu z jednakową siłą, to z wzoru [1], zastosowanego do 2 mas m_1 i m_2, mamy

w I wyp. $P = K m_1 a$; a wyp. II $P = K m_2 a$

to znaczy, że $m_1 = m_2$, a więc te dwa ciała mają równe masy. Równość zaś sił możemy bardzo łatwo stwierdzić za pomocą wagi dźwigniowej np. równoramiennej (rys. 1), obserwując jej równowagę.



Rys. 1



Rys. 2.

Tak więc na wadze takiej porównywamy z sobą masy, posługując się ich ciężarem. Że mierzymy masy, a nie siły, przekonywa nas fakt, iż pomiar możemy z jednakowym wynikiem wykonać na ziemi, bądź na księżycu, bądź gdziekolwiek, gdzie istnieje przyciąganie przez inne ciało. Może to zresztą być siła natury niegrawitacyjnej, a np. przyciąganie magnetyczne, aby działało symetrycznie na

obie strony wagi i było proporcjonalne do mas. Dwie masy, które okażą się jednakowe (lub w pewnym innym stosunku do siebie), okażą się w takim samym stosunku wszędzie jakkolwiek siły działające na nie będą w różnych miejscach różne.

Inaczej rzecz się przedstawia z wagą sprężynową (rys. 2): tutaj ciężar ciała, zawieszony na końcu sprężyny, powoduje zwiększenie jej długości; zwiększenie to jest proporcjonalne do siły, a nie do masy. Sprężyna tej samej wagi, na której jest zawieszone to samo ciało, wykaże inne wydłużenie na ziemi, a inne na jakiejś innej planecie. Co prawda i w tym wypadku, wieszając w pewnym określonym miejscu pomiaru kolejno 2 masy i stwierdziwszy, że wskazania wagi są jednakowe, (a więc siły działające jednakowe), możemy twierdzić, że i masy tych 2 ciał są równe.

2. Ustaliwszy więc niewątpliwie, że siła (ciężar) i masa są to dwie różne wielkości fizyczne i wskazawszy sposoby ich pomiaru, pozostaje tylko przyjąć dla każdej z nich pewną jednostkę miary. I tu zaczynają się trudności.

Wyjdziemy z wzoru

$$P = K m a \quad \ldots\ldots \quad [1]$$

Jak mówiliśmy, możemy dla każdej z wchodzących tu wielkości wybrać dowolną jednostkę, dostosowując do tego K lub możemy wybrać dowolnie tylko jednostki dwóch wielkości oraz K, a wtedy jednostka trzeciej wielkości będzie już ściśle określona. W związku z tym istnieją rozmaite układy podstawowych jednostek.

1) Układ *c-g-s (centymetr—gram—sekunda)*; dla siły *dyna*. Nie ma on znaczenia praktycznego w technice i w życiu gospodarczym, lecz jedynie w fizyce teoretycznej. Wielkości podstawowe są: długość, masa, czas, a jednostki ich odpowiednio 1 cm, 1g, 1 sek. Jednostka masy 1 g jest tu 1/1000 masy prototypu platynowo-irydowego, złożonego w Międzynarodowym Biurze Miar. W tym układzie jednostką przyśpieszenia jest 1 cm/sek^2 (czyli *gal)*, t. j. przyśpieszenie ruchu, w którym szybkość co sekundę wzrasta o 1 cm/sek. Przyjmując zaś we wzorze [1] $K = 1$, otrzymujemy jako jednostkę siły taką siłę, która masie 1 g nadaje przyśpieszenie 1 cm/sek^2, czyli *dynę*

$$1 \text{ dyna} = 1 \text{ g} \,.\, 1 \text{ cm/sek}^2.$$

Jest to siła bardzo mała (równa ciężarowi $\approx$ 1 miligrama na powierzchni ziemi) i dlatego bez znaczenia praktycznego. Ten układ, w którym jednostką masy jest gram, a jednostką siły dyna, jest jednak logiczny i konsekwentny i poza niepraktycznością nie budzi zastrzeżeń.

2) Układ „ciężarowy" *m—kG—s (metr—kilogram-siła — sekunda)*; dla masy — *„techniczna jednostka"*. Twórcy systemu praktycznego, który teraz omówimy, chcieli upiec jednocześnie dwie pieczenie i przez to wywołali zamęt. Tendencja ich sprowadzała się do tego, aby można było mieć ten sam wzorzec miary dla masy i dla siły, a jednocześnie mieć możliwie prosty wzór przeliczeniowy t. j. $K = 1$.

Przede wszystkim więc chodziło o związanie jednostki siły z ciężarem, co jest słuszne, bo ciężar jest najpospolitszą siłą, będącą wszędzie do dyspozycji. Skoro więc zdecydujemy się na ciężar, jako reprezentację siły, to najprościej uznać ciężar, jaki ma wzorzec jednostki masy, za jednostkę ciężaru, czyli siły. Oczywiście nie może to być dokonane bez zastrzeżeń, gdyż ciężar ten zależy od miejsca, w którym wzorzec ten znajduje się. Jako takie uznano miejsce, w którym prześpieszenie siły ciężkości wynosi 9,80665 m/sek^2. W ten sposób ciężar wzorca masy (kilograma), w podanych wyżej warunkach uznano za jednostkę siły. Takie rozwiązanie nie nasuwałoby zastrzeżeń. Ale nazwanie przez twórców tego układu siły jednostkowej również kilogramem, wywołało niesłychany zamęt, który trwa dotychczas. Nie pomogło dodanie do tej nazwy uzupełnienia „masa" względnie „siła" (tj. „kilogram-masa" względnie „kilogram-siła"), ani też oznaczanie w skrócie kg, jako jednostki masy, a kG, jako jednostki siły. Wskutek wspólnej nazwy zatraciła się z biegiem czasu świadomość, że chodzi o miary zupełnie różnych wielkości, tak, iż ta wspólna nazwa nie dziwi dziś, jakkolwiek nazwanie np. jednostek długości i czasu wspólną nazwą „metra" byłoby rażące.

Sprawa wikła się jeszcze bardziej wskutek przyjęcia $K = 1$. Ponieważ w omawianym układzie, w którym siłą mierzy się w kilogramach (kG), jako jednostkę przyśpieszenia przyjmuje się 1 m/sek^2 (czyli hektogal), więc według wzoru $P = K\,ma$, nie można dla masy przyjąć, jako jednostki 1 kilograma (kg), bowiem siła 1 kG nadaje masie 9,81 kg (a nie 1 kg) przyśpieszenie 1 m/sek^2, albo nadaje masie 1 kg przyśpieszenie 9,81 m/sek^2, czyli

$$1 \text{ kG} = 1 \text{ kg} \,.\, 9{,}81 \text{ m/sek}^2.$$

Chcąc więc utrzymać $K = 1$ i jednostkę siły 1 kG, trzeba albo 1) uznać za jednostkę przyśpieszenia 9,81 m/sek^2, albo 2) za jednostkę masy — 9,81 kg. Z tych 2 możliwości wybrano drugą i nazwano tę nową jednostkę masy — *techniczną jednostką masy*, więc 1 tjm = 9,81 kg, zaś

$$1 \text{ kG} = 1 \text{ tjm} \,.\, 1 \text{ m/sek}^2.$$

Jeśli pytamy, jaka siła (w kG) jest potrzebna, aby masie 5 kg nadać przyśpieszenie

2 m/sek², to stosując wzór $P = K\,ma$, trzeba wyrazić masę w tjm czyli $m = 5/9{,}81$ tjm, zatem

$$P = \frac{5}{9{,}81} \cdot 2 \approx 1{,}02 \text{ kG}.$$

Ta „techniczna jednostka masy" i związany z nią układ m-kG-s, jest stosowana tylko w obliczeniach technicznych, podczas gdy do wszelkich innych celów praktycznych używany jest kilogram.

3) Układ *m—kg—s (metr—kilogram-masa—sekunda);* dla siły *newton* (N).

Jeśli zrezygnować z warunku, aby jednostką siły (ciężaru) był ciężar wzorca o masie 1 kg, natomiast zachować, jako jednostkę masy 1 kg i jednostkę przyśpieszenia 1 m/sek² oraz $K = 1$, to wypadnie nowa jednostka siły, która otrzymała nazwę *newton* (skrót N)

$$1 \text{ newton} = 1 \text{ kg} .\ 1 \text{ m/sek}^2.$$

Jest to więc siła, która masie 1 kg nadaje przyśpieszenie 1 m/sek²; jest ona, oczywiście, równa 1/9,81 = 0,102 siły potrzebnej do tego, aby masie 1 kg nadać przyśpieszenie 9,81 m/sek², zatem

$$1 \text{ N} = \frac{1}{9{,}81} \text{ kG} = 0{,}102 \text{ kG}.$$

Jednostka siły jest więc w tym wypadku ok. 10 razy mniejsza od ciężaru wzorca masy 1 kg.

Ta jednostka siły została zalecona przez Międzynarodową Komisję Elektrotechniczną w r. 1938 w Torquay, niezgodnie z zakorzenionym zwyczajem mierzenia sił w kG.

4) Układ *m—t—s— (metr—tonna—sekunda):* dla siły — *sten* (sn). We Francji w r. 1919 przyjęto osobliwy układ, w którym jednostką masy jest 1 tonna = 1000 kg, długości — 1 m, czasu — 1 sek. Przyjmując jeszcze dla przyśpieszenia 1 m/sek², otrzymamy przy $K = 1$ dla siły jednostkę 1000 razy większą, niż 1 N, którą nazwano *stenem* (skrót sn).

$$1 \text{ sten} = 1 \text{ t} .\ 1 \text{ m/sek}^2$$

$$1 \text{ sten} = 102 \text{ kG},$$

zaś

$$1 \text{ centisten} = 1{,}02 \text{ kG},$$

a więc wielkość niewiele różna od 1 kG. Nowe te jednostki powiększyłyby jeszcze panujący zamęt (gdyby ktokolwiek je stosował), nie dając żadnych korzyści. Trzeba pamiętać, że każde wprowadzenie nowych jednostek wymaga poza pokonaniem bezwładności przyzwyczajeń, przewzorcowania wszystkich narzędzi mierniczych, odnoszących się do danej wielkości, co jest związane z wielkim nakładem zbędnej pracy i kosztów.

5) Układ *m—kg—kp—s (metr — kilogram — kilopand—sekunda).*

Aby zapobiec wadom wszystkich powyższych układów i uszanować przyzwyczajenie, unikając konieczności przewzorcowania przyrządów, należałoby znaleźć takie rozwiązanie, które pozwoliłoby zachować, jako jednostkę siły, wielkość równą 1 kG — t. j. ciężarowi wzorca o masie 1 kg, zachowując jednak dla masy ustaloną przez Konwencję Metryczną jednostkę 1 kg, a dla przyśpieszenia jednostkę 1 m/sek². Wobec niezależności jednostek miar różnych wielkości jest to zawsze możliwe pod warunkiem zrezygnowania z tego, aby było

Tabela jednostek masy, przyśpieszenia i siły w różnych układach jednostek.

Układ	Jedn. masy	Skrót	Jedn. przyśp.	Skrót	Jedn. siły	Skrót	Wartość jedn. siły	K
c-g-s	gram	g	centymetr na kwadrat sekundy (gal)	cm/sek²	dyna	dn	10^{-5} N 10^{-8} sn $0{,}102 . 10^{-5}$ kG	1
m-kg-s	kilogram	kg	metr na kwadrat sekundy (hektogal)	m/sek²	newton	N	10^5 dn 10^{-3} sn 0,102 kG	1
m-t-s	tonna	t	„	„	sten	sn	10^8 dn 10^3 N 102 kG	1
m-kG-s	techn. jedn. masy	t j m	„	„	kilogram-siła	kG	$981 . 10^3$ dn $981 . 10^{-2}$ N $981 . 10^{-5}$ sn	1
m-kg-kp-s	**kilogram**	**kg**	„	„	**kilopond**	**kp**	„	0,102

$K = 1$. Konieczność ustalenia różnych nazw jednostek masy i siły wymaga ponadto zmiany nazwy kilograma-siły (kG).

Jako taką nową nazwę projektuje się *kilopond*. Jego tysiączna część — *pond* — równa jest zatem gramowi-sile.

Nazwa ta, która pochodzi od łac. *pondus* — ciężar, jest krótka i łatwa do wymowy i pozwala uzmysłowić sobie pojęcie, którego dotyczy. W ostatnich latach zaczęła ona rozpowszechniać się za granicą.

Stosownie do powyższych założeń ma być zatem zgodnie z wzorem [2]

$$1 \text{ kp} = \frac{1}{K} \cdot 1 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/sek}^2.$$

Ponieważ 1 kg $\approx \frac{1}{9{,}81}$ tjm, więc musi być

$\frac{1}{K} = 9{,}81$, zaś $K = 0{,}102$.

W ten sposób, zadawalając się zaokrągleniem $9{,}80665 \approx 9{,}81$, otrzymujemy równanie definicyjne kiloponda

$$1 \text{ kp} = 9{,}81 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{m/sek}^2,$$

zaś wzór [1] w razie zastosowania wyżej wymienionych jednostek brzmi

$$\underset{kp}{P} = 0{,}102 \underset{kg}{m} \underset{m/sek^2}{a}$$

Odpowiednią jednostką pracy będzie *kilopondmetr (kpm)* równy obecnemu kilogramometrowi. Dla energii kinetycznej E mamy wzór

$$\underset{kpm}{E} = \frac{0{,}102}{2} \underset{kg}{m} \underset{m/sek}{v^2}$$

Przyjmując więc te jednostki, które w niczym nie zmieniają dotychczasowych zwyczajów, wprowadzamy tylko jedno pozorne utrudnienie, gdyż wzór obliczeniowy staje się mniej prosty i trzeba zapamiętać współczynnik 0,102. Ale stosując „techniczną jednostkę masy" też używamy tego współczynnika — po za wzorem — do przeliczenia masy, danej w kilogramach. Dzięki wprowadzeniu powyższego układu unikamy potrzeby posługiwania się nieżyciowymi jednostkami (np. tjm) i usuwamy chaos, wywołany wspólną nazwą różnych jednostek. Dlatego też jest pożądane, aby powyższe rozwiązanie, zainicjowane w Polsce przez Dyrektora Głównego Urzędu Miar *dr inż. Z. Rauszera,* było jak najszybciej wprowadzone w technice i szkolnictwie. Jednocześnie byłoby celowe, aby Polska przedsięwzięła kroki na terenie zainteresowanych instytucyj międzynarodowych w celu szybkiego międzynarodowego uregulowania tej sprawy. Istnieją oznaki, że o ile to nie nastąpi w krótkim czasie, wówczas powstanie taki sam zamęt w dziedzinie jednostek sił i masy, jaki istniał w dziedzinie jednostek miar w ogóle przed wprowadzeniem systemu metrycznego [1]).

---

[1]) Przy opracowywaniu tego artykułu korzystałem m. in. z prac:

O. D. Chwolson. Kurs fizyki, St. Petersburg, 1908.

J. Wallot. Dimensionen, Einheiten, Massysteme. Handbuch der Physik, t. I, Berlin, 1926,

Z. Rauszer. Projekt ustawy o miarach, W-wa, 1918
„ Teoria wielkości, część I (praca nie opublikowana).

Inż.-mech. STANISŁAW KULESZA

SPOSOBY SPRAWDZANIA DOKŁADNOŚCI OBRABIAREK

Rozwój przemysłu maszynowego wymaga coraz dokładniejszych obrabiarek. Aby sprostać coraz wyższym wymaganiom odbiorców, przemysł obrabiarkowy musi dążyć do podniesienia dokładności wykonania obrabiarek. Wprawdzie uzyskanie wymiarów w ciasnych granicach tolerancyj zależy od wielu czynników, to jednak dokładność użytej obrabiarki odgrywa poważną rolę, a jeżeli chodzi o dokładność kształtów przedmiotów na niej obrabianych, jest czynnikiem decydującym. Dlatego też zagadnienie sprawdzania dokładności obrabiarek posiada dla przemysłu maszynowego szczególne znaczenie.

Po licznych rozważaniach i próbach przyjęły się na ogół dwie metody sprawdzania dokładności obrabiarek:

1) Sprawdzenie dokładności obrabiarki w stanie spoczynku, które obejmuje ustalenie wzajemnych położeń i ruchów elementów zasadniczych, w stosunku do odpowiednio wybranych osi i płaszczyzn. Jest to *sprawdzenie geometryczne.*

2) Sprawdzanie obrobionych przedmiotów, które polega na pomiarach dokładności określonych próbek, wykonanych na badanej obrabiarce w warunkach normalnej jej pracy. Jest to t. zw. *próba pracą.*

Metoda geometryczna jest niezastąpiona w następujących wypadkach.

a) gdy nie można określić elementarnych operacyj, jakie będą wykonywane na danej obrabiarce,

b) jeżeli wykonanie potrzebnych operacyj napotyka na duże trudności (np. w tokarkach o dużym rozstawie kłów),

c) jeżeli obróbka próbnego przedmiotu nasuwa trudności.

Próba pracą obejmuje sumę wszystkich błędów maszyny i narzędzia, zamocowywania

narzędzi i przedmiotu obrabianego, wad materiału i tp.; nie pozwala jednakże określić wielkości lub przyczyny błędu.

W metodzie geometrycznej, zwanej często *metodą pośrednią*, czynnością wstępną jest ustalenie osi i płaszczyzn, które mogłyby służyć jako podstawy pomiarowe. Znalezienie tych podstaw umożliwione jest przez dokładne i bardzo staranne ustawienie obrabiarki przy pomocy poziomnicy. Pozwala to bowiem ustalić płaszczyznę odniesienia i w sposób właściwy przeprowadzić dalsze pomiary.

Badanie dokładności obrabiarek metodą geometryczną sprowadza się w zasadzie do następujących pomiarów:

A) sprawdzania płaskości prowadnic, stołów, tarczy i płyt fundamentowych,

B) sprawdzania prostoliniowości prowadnic,

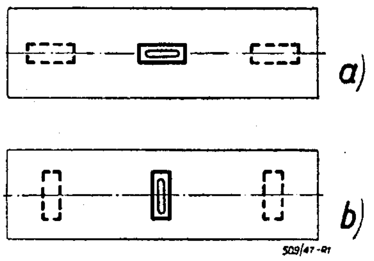
C) pomiaru promieniowego i osiowego bicia wrzecion, otworów narzędziowych, tulei i tp. elementów,

D) sprawdzania względnego położenia osi i płaszczyzn.

Pomiarów tych dokonywuje się za pomocą poziomnic, płyt docieranych, metodą szczeliny, za pomocą czujnika i przyrządów optycznych.

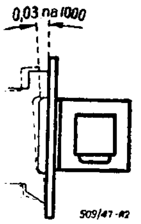
A. Sprawdzanie płaskości powierzchni

Pomiar płaskości prowadnic, stołów i tp. jest sprawdzaniem odchylenia tych płaszczyzn od poziomu i może być dokonywany przy pomocy *poziomnicy* (rys. 1).

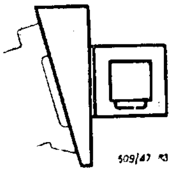


Rys. 1. Sprawdzanie powierzchni stołu w kierunku a) podłużnym, b) poprzecznym.

Aby otrzymać odchyłki rzeczywiste, należy poziomnice umieszczać wyłącznie na płaszczyznach skrobanych, szlifowanych lub gładko struganych, a w wypadku niemożności — na liniałach lub podstawkach pryzmatycznych. Pomiar płaskości prowadnic badanej obrabiarki winien być dokonany nie tylko u dostawcy, ale również na miejscu pracy, gdzie maszynę należy jak najstaranniej ustawić według karty badań, sporządzonej przy odbiorze w fabryce obrabiarek. Konstrukcja stojaków, łoża lub ramy maszyny nie może być aż tak sztywna, aby nie zezwalała na zmiany kształtu, wywołane skutkiem nieprawidłowości ustawienia obrabiarki. Złe zaś ustawienie maszyny może stać się przyczyną otrzymania przy pomiarach błędnych wyników, a przy pracy powodować szybkie zużywanie się prowadnic i niedokładną obróbkę. Do pomiaru płaskości używa się poziomnic o odpowiedniej czułości, która określa się pochyleniem przy przesunięciu pęcherzyka o jedną działkę. Zatem czułość 2 : 100.000 oznacza, że przesunięcie to uzyskuje się przy pochyleniu 0,02 mm na 1 m czyli 0,02 mm/m.



Rys. 2. Sprawdzanie płaskości powierzchni pionowych.



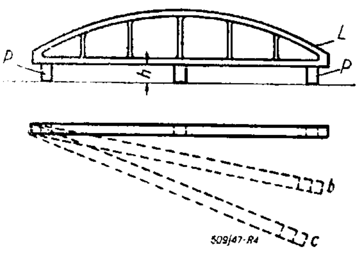
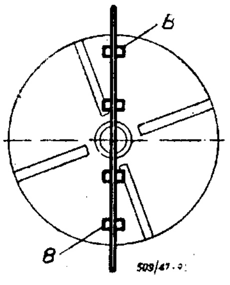
Rys. 3. Sprawdzanie płaskości powierzchni pochyłych.

Według projektu polskich norm sprawdzania dokładności obrabiarek przy dopuszczalnych odchyłkach od 0,02 do 0,04 mm/m stosuje się poziomnice o czułości od 0,02 do 0,04 mm/m, oraz przy pomiarach z mniejszą dokładnością — poziomnice od 0,03 do 0,05 mm/m. Przy mniej czułych poziomnicach dokładność pomiaru otrzymuje się małą, natomiast poziomnice o czułości 0,01 mm/m są zbyt wrażliwe na niewielkie zmiany temperatury oraz lekkie wstrząsy i nadają się tylko do pracy w laboratoriach. Oprawy poziomnic, w zależności od celu ich zastosowania, posiadają różne kształty. Poziomnice w oprawach ramkowych (rys. 2) lub w kształcie trójkąta prostokątnego służą do sprawdzania powierzchni pionowych, lub prostopadłości powierzchni względem siebie. Do sprawdzania powierzchni pochyłych stosuje się poziomnice nastawne na żądany kąt, lub odpowiednie kliny (rys. 3).

Podstawy opraw mają zwykle przekrój prostokątny, aby umożliwić przykładanie poziomnic do powierzchni cylindrycznych.

Pomiaru płaskości dokonać można również przy pomocy dokładnego *liniału*, który kładziemy na dwóch jednakowych płytkach wzorcowych *P* (rys. 4) lub skrawkach bibułki *B* o szerokości ok. 5 mm (rys. 5) ułożonych na sprawdzanej powierzchni. Następnie podkłada się płytkę lub bibułkę w różnych miejscach wzdłuż liniału. Jeżeli płytka lub bibułka wychodzi luźno, powierzchnia jest wklęsła, jeżeli natomiast płytka nie wysuwa się lub bibułka urywa się, powierzchnia jest wypukła i wtedy łatwo można wysunąć końcowe

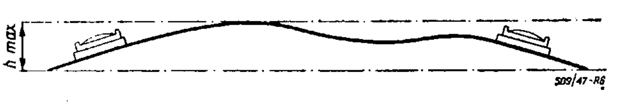
płytki lub skrawki bibułki (grubość polskiej bibułki papierosowej wynosi ok. 0,03 mm). Potem liniał ten należy ustawić w położenia następne (rys. 4 — b, c...) i badanie powtórzyć.

Rys. 4 i 5. Sprawdzanie płaskości zapomocą liniału

Inne sposoby pomiaru płaskości polegają na sprawdzaniu przy pomocy przyrządu optycznego *Zeissa*, lub przy pomocy poziomu wody umieszczonej w korytkach, którymi w szczególności mogą być odpowiednich kształtów prowadnice *V* i tp.

Przy badaniach płaskości długich prowadnic należy pomiary wykonywać odcinkami (np. 500 mm) i sporządzić wykres odchyłek w zależności od miejsca pomiaru; z takiego wykresu łatwo znaleźć największą różnicę wysokości h_{max} (rys. 6), która np. dla strugarki podłużnej nie powinna przekraczać 0,05 mm.

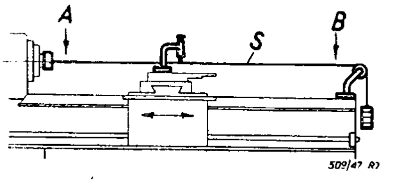


Rys. 6. Sprawdzanie płaskości długich prowadnic.

Do badania kształtów skrobanych powierzchni płaskich lub krzywych stosuje się sprawdzanie przy pomocy *płyt docieranych*. Sposób ten polega na porównywaniu powierzchni sprawdzanej z powierzchnią wzorcową, którą jest płaska płytka, liniał lub powierzchnia o kształcie specjalnym. Sprawdzenie odbywa się przez pokrycie powierzchni wzorcowej cienką warstwą tuszu (którego głównym składnikiem jest zazwyczaj ultramaryna i olej maszynowy) i po zetknięciu powierzchni badanej z wzorcową przesuwa się wzorzec we wszystkie strony po powierzchni sprawdzanej. Wyżej położone cząstki pokrywają się farbą zebraną z powierzchni wzorcowej. Im więcej jest tych plamek i równomierniej są one rozłożone, tym dokładniejsza jest powierzchnia badana. Dokładność sprawdzania jest tym większa, im cieńsza jest grubość warstwy tuszu, pokrywającej powierzchnię wzorcową. Dokładność powierzchni skrobanych [1]) określa się ilością punktów przylegania na powierzchni kwadratu o boku 25 mm t. zn. 6,25 cm².

B. Badanie prostoliniowości prowadnic

Pomiaru *prostoliniowości prowadnic* można dokonać przy pomocy drucika lub struny stalow ∅ 0,01 mm (max) i mikroskopu (rys. 7). Równolegle do badanej prowadnicy należy napiąć strunę w ten sposób, aby punkty końcowe *A* i *B* struny *S* znalazły się w polu widzenia mikroskopu. Przesuwając mikroskop wzdłuż prowadnicy, co pewien odstęp np. co 500 mm, obserwujemy położenie drucika względem krzyżaka włoskowatego w mikroskopie. Wielkość wychylenia od prostoliniowości prowadnicy mierzymy, nastawiając drucik na oś mikroskopu przez przesuwanie jej w płaszczyźnie poziomej, prostopadle do drucika przy pomocy śruby mikrometrycznej.

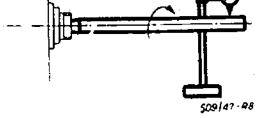


Rys. 7. Sprawdzanie prostoliniowości prowadnic.

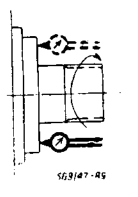
C. Badanie bicia promieniowego i osiowego

Bicie promieniowe występuje wskutek niewspółosiowości obrotu wału w odniesieniu do jego osi. Pomiaru tego dokonywuje się przy pomocy czujnika, dotykającego bądź powierzchni wału, lub powierzchni otworu sprawdzanego, bądź trzpienia kontrolnego osadzonego np. w stożku wrzeciona (rys. 8). Wychylenia czujnika obserwuje się wtedy w określonej odległości od nasady.

Pod *biciem wzdłużosiowym* wrzeciona należy rozumieć niepożądane osiowe przesunięcia wrzeciona, występujące przy jego obrocie. Te przesuwy wrzeciona wzdłuż osi powstają skutkiem nieprawidłowości wykonania



Rys. 8. Bicie wewnętrznego stożka wrzeciona tokarki.

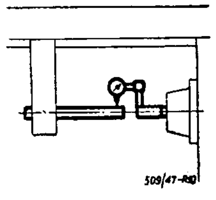


Rys. 9. Bicie wzdłużosiowe wrzeciona.

łożysk tocznych, lub nierównoległości pierścieni oporowych. Pomiaru tego dokonywuje się przez przystawienie czujnika do czołowej powierzchni np. kołnierza wrzeciona (rys. 9).

1) Patrz: „Dokładność wykonania powierzchni skrobanych". Projekt normy PN/N — 503. „Mechanik", zeszyt 1 — 2/47, str. 44.

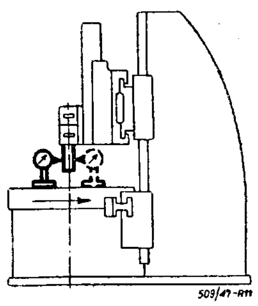
Obracając wrzeciono obciążone siłą poosiową, odczytuje się całkowite wychylenia czujnika przy jednym obrocie wrzeciona. Pomiaru należy dokonać w dwóch przeciwległych, o 180°



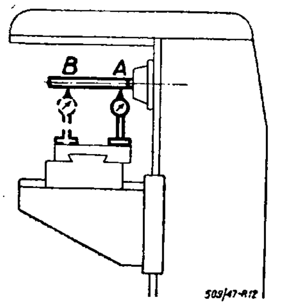
Rys. 10. Współśrodkowość osi otworu w okularze z osią wrzeciona frezarki.

przesuniętych miejscach, gdyż może się zdarzyć, że w pewnym punkcie na czołowej powierzchni kołnierza wrzeciona czujnik nie wykaże odchyłki mimo, że bicie wzdłużosiowe w rzeczywistości istnieje.

Badanie współśrodkowości dwóch otworów lub osi obrotów przeprowadza się przy pomocy czujnika i trzpienia kontrolnego. Polega ono na sprawdzeniu współśrodkowości osi obrotu z osią stałą przy pomocy czujnika



Rys. 11. Współśrodkowość osi obrotu tarczy z osią otworów narzędziowych karuzelówki

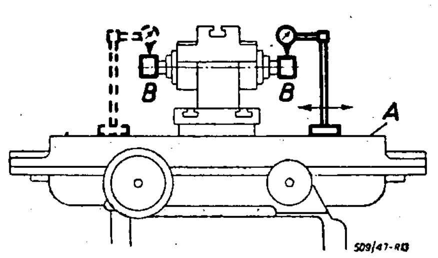


Rys. 12. Równoległość płaszczyzny stołu do osi wrzeciona frezarki.

osadzonego na ramieniu (rys. 10 i 11) i odczytaniu jego wychyleń przed i po obrocie o 180°. Różnica wskazań czujnika odpowiada podwójnej wielkości błędu. Jeżeli dopuszczalna tolerancja wynosi np. 0,03 mm, to czujnik może wykazać przy obrocie wychylenia max 0,06 mm.

D. Sprawdzanie względnego położenia osi i płaszczyzn

Ustalenie względnych położeń osi i płaszczyzn sprowadza się do sprawdzania prosto-

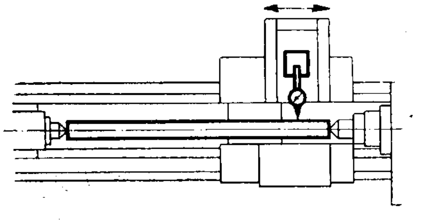


Rys. 13. Równoległość osi wrzeciona szlifierki, do płaszczyzny stołu.

padłości i równoległości osi i płaszczyzn względem siebie oraz względem przesuwów poszczególnych elementów i całych zespołów maszyny.

Pomiary takie przeprowadza się przy pomocy:

a) czujnika i trzpienia kontrolnego z chwytem stożkowym. Aby przy tym wyeliminować wpływ bicia trzpienia przy obrocie, należy wrzeciono ustawić w położeniu średnich odchyłek na bicie.



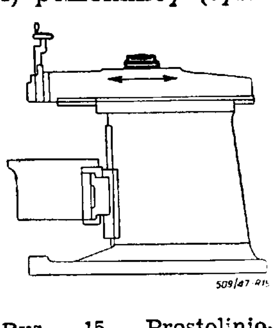
Rys. 14. Równoległość wzdłużnego przesuwu sań suportowych do osi toczenia.

Np. równoległość płaszczyzny stołu do osi wrzeciona można sprawdzić, ustawiając na stole czujnik, który w punkcie *A* dotyka trzpienia osadzonego w stożku wrzeciona (rys. 12). Nie ruszając stołu, przestawiamy czujnik w położenie *B*. Różnica wskazań czujnika daje odchyłkę nierównoległości.

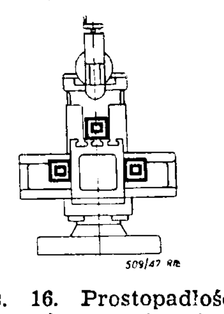
Sprawdzenie równoległości osi wrzeciona względem płaszczyzny można dokonać także przy pomocy czujnika, który ustawiony na stole *A* (rys. 13) dotyka kolejno dwóch pierścieni *B* o ściśle jednakowej średnicy, osadzonych na badanym wałku.

b) czujnika i trzpienia kontrolnego osadzonego w kłach (rys. 14), lub tylko czujnika dotykającego bezpośrednio powierzchni badanej.

c) poziomnicy (rys. 15 i 16).



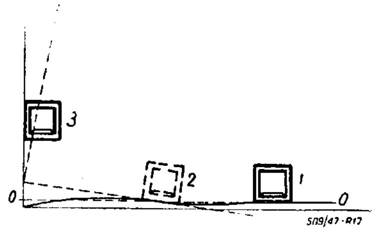
Rys. 15. Prostoliniowość ruchu suwaka w płaszczyźnie poziomej.



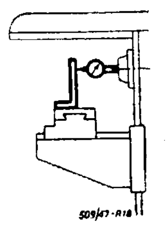
Rys. 16. Prostopadłość bocznych powierzchni stołu strugarki do jego powierzchni górnej.

Przy sprawdzaniu prostopadłości dwóch prowadnic należy zwrócić uwagę, aby na prowadnicy, do której odnosimy pomiar, wskazania poziomnicy odnosiły się do średnich położeń uzyskanych przy badaniu na płaskość tej prowadnicy. W przeciwnym razie można uzyskać wyniki błędne (rys. 17);

d) kątownika i czujnika (rys. 18);
e) czujnika na ramieniu (rys. 19 i 20).



Rys. 17. Wpływ ustawienia poziomnicy na dokładność pomiaru prostopadłości prowadnicy.

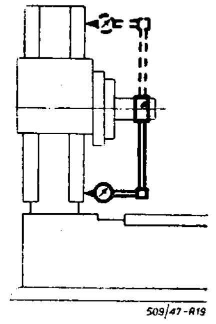


Rys. 18. Prostopadłość płaszczyzny stołu frezarki do jego przesuwu pionowego.

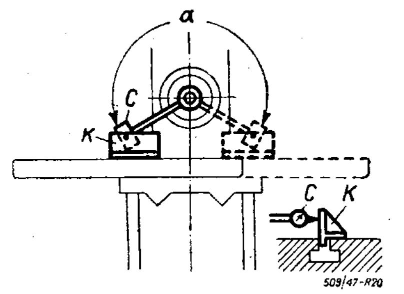
TABLICA I

Stożek *Morse* Nr	Stożek metryczny mm	ø zewn. cylindr. mm	ø przewiercenia mm
3	24	20	—
4	32	30	—
5	40	40	30
6	50	50	35—40
Stożek amer.	1¼″	30	—
„	2¾″	50	35

Trzpienie kontrolne, umieszczone jednym końcem w otworze stożkowym, uginają się pod własnym ciężarem. Zatem średnice części cylindrycznych należy tak dobierać, aby ich zwisy leżały w granicach dopuszczalnych.



Rys. 19. Prostopadłość osi wrzeciona do prowadnic przedniego stojaka wiertarko-frezarki.



Rys. 20. Prostopadłość osi wrzeciona do podłużnego przesuwu stołu szlifierki do płaszczyzn.

Wymiary spotykanych trzpieni kontrolnych o długości 300 mm z chwytem stożkowym podaje tablica I.

GOSPODARKA NARODOWA

Inż.-mech. HENRYK TREBERT

ZADANIA I OBECNY STAN PRZEMYSŁU PRECYZYJNEGO I OPTYCZNEGO

1. Wstęp

Rozwój nauki i techniki wymaga stosowania coraz to bardziej nowoczesnych metod pracy i sposobów jej kontrolowania. Usprawnienie produkcji i osiągnięcie odpowiedniej dokładności wykonania wytworów można osiągnąć przy pomocy odpowiednio skonstruowanych i starannie wykonanych przyrządów, narzędzi i sprawdzianów.

Zadaniem przemysłu *precyzyjnego i optycznego* jest produkcja narzędzi, instrumentów i przyrządów, potrzebnych do zwielokrotnienia i ułatwienia pracy ludzkiej, zarówno fizycznej jak i umysłowej, oraz do sprawdzenia wyników tej pracy w sposób odpowiednio dokładny i szybki.

Przemysł precyzyjno-optyczny w Polsce należy do nowych gałęzi przemysłowych, których rozwój rozpoczął się na większą skalę dopiero na kilka lat przed wybuchem drugiej wojny światowej.

O potencjale przemysłu precyzyjno-optycznego w Polsce mogą świadczyć następujące liczby.

W krajach przodujących pod względem technicznym udział przemysłu metalowego w całym przemyśle dochodzi do 25%, u nas wynosi niespełna 10%. Jeszcze bardziej niekorzystne jest dla nas porównanie udziału przemysłu precyzyjno-optycznego w ramach przemysłu metalowo-przetwórczego. Pomijając Szwajcarię, dla której przemysł precyzyjny jest głównym źródłem dobrobytu i ograniczając się do porównania z Niemcami—porównanie to jako z wrogim sąsiadem jest szczególnie ważne — widzimy, iż w Niemczech udział ten wynosi około 10%, a w Polsce zaledwie 2%.

Jakie elementy złożyły się na stan, który może budzić obawy, czy minimalne nasze potrzeby zostaną zaspokojone?

Są to:

a) niedostateczny udział przemysłu precyzyjno-optycznego w przemyśle przedwo-

jennym, wynikający z tego brak tradycji i mała ilość fachowców;

b) prawie całkowite zniszczenie w czasie wojny większości zakładów;

c) chwilowa nieatrakcyjność, wypływająca z popierania gałęzi przemysłu, z których prędzej można osiągnąć efekty gospodarcze;

d) swoiste trudności, wynikające z niespotykanej w innych gałęziach przemysłowych różnorodności wytworów i zagadnień.

Jednakże planowa gospodarka sfer kierowniczych, energia i inicjatywa inżynierów i techników, ofiarność i pracowitość robotników, a do tego wymagania życia, doprowadziły do wyników, pozwalających już dziś z dużą ufnością potrzeć w przyszłość.

2. Zakres produkcji

Celem najbardziej ogólnego wprowadzenia w zadania wytwórcze, podajemy poniżej zestawienie wyrobów precyzyjnych i optycznych, których zapotrzebowanie [1]) przekracza oczywiście wielokrotnie obecne nasze możliwości produkcyjne.

I. Surowce specjalne i wyroby z nich: szkło optyczne (kilkadziesiąt gatunków), szkło techniczne o specjalnych własnościach, szkło neutralne (jenajskie).

II. Instrumenty optyczne: okulary, lupy, poprzez mikroskopy, teodolity, polarymetry do teleskopów astronomicznych.

III. Precyzyjne instrumenty do pomiarów naukowych (z wyjątkiem elektrycznych): do pomiaru masy, długości, temperatury i td.

IV. Przyrządy miernicze dla celów przemysłowych i ogólnych: wodomierze, gazomierze, wagi, termometry, manometry, barometry i td.

V. Narzędzia do pomiarów warsztatowych: suwmiarki, mikrometry, czujniki, optimetry, płytki wzorcowe, mikroskopy, aparaty projekcyjne, aparaty do pomiarów twardości, wytrzymałości i t d.

VI. Zegary i mechanizmy zegarowe: chronometry, zegary od ręcznych do wieżowych, mechanizmy zegarowe do różnych aparatów rejestracyjnych, przyrządy kontrolne, pokładowe, samochodowe, lotnicze, morskie i td.

VII. Narzędzia lekarskie: chirurgiczne, weterynaryjne, dentystyczne.

VIII. Maszyny i przybory biurowe: maszyny do pisania, liczenia, kontrolowania, kasy rejestrujące, powielacze, aparaty kreślarskie, cyrkle i td.

IX. Sprzęt wojskowy: celowniki, aparaty centralne artyleryjskie, lunety, odległościomierze, aparaty podsłuchowe i td.

[1]) Straty wojenne Polski tylko w dziale instrumentów naukowych oszacowane zostały przez British Ministry of Supply na ok. 100 mil.on. złotych przedwojennych („Nature" Nr 4042).

X. Łożyska toczne.

XI. Różne: matryce i czcionki drukarskie, urządzenia sygnalizacyjne optyczne dla komunikacji lotniczej, morskiej, armatura parowozowa, gaźniki dla silników spalinowych, maszyny do szycia, aparaty fotograficzne i kinematograficzne i td.

Przed wojną (jak zresztą częściowo i obecnie) większość wyżej wymienionych artykułów zmuszeni byliśmy sprowadzać z zagranicy.

W planie długofalowym przewiduje się, że równolegle z ogólnym uprzemysłowieniem będziemy w stanie rozwinąć również i przemysł precyzyjno-optyczny i ograniczyć się do importu tylko nielicznych artykułów, których czy to z braku dostatecznie wyszkolonego personelu, czy też ze względów ekonomicznych nie będziemy w kraju wyrabiać.

3. Wartość eksportowa wyrobów precyzyjnych i optycznych

Przemysł precyzyjny i optyczny ma za zadanie nie tylko zaopatrzyć w narzędzia i przyrządy wszystkie dziedziny gospodarki narodowej, ale ze względu na specjalne wartości ekonomiczne, możliwie jak najwięcej eksportować. Dla łatwego uzasadnienia, na czym polegają te szczególne wartości eksportowe, podajemy zestawienie wartości różnych artykułów przemysłowych, wyrażone w złotych za kilogram oraz zarobki pracowników w różnych dziedzinach przemysłu w złotych za godzinę (wg cen z 1937 roku).

Nazwa	zł/kg
Stal w stanie surowym	0,3
Maszyny rolnicze	0 8
Śruby, nity	1 0
Naczynia blaszane emaliowane	1,0
Obrabiarki	5,5
Ciężkie silniki spalinowe	7,5
Wodomierze	35
Budziki	45
Silniki lotnicze	150
Precyzyjne narzędzia chirurgiczne	250
Zegarki ręczne	800
Szkło okienne	0,4
„ optyczne	30
„ „ w postaci obiektywu mikroskopowego 100 x	8000

Przemysł	zł/godz.
Maszyn rolniczych	0.55
Śrub, nitow	0,6
Obrabiarkowy	0.9
Silnikowy	1.15
Precyzyjny i optyczny	1,25
(w tym optycy i wzorcarze)	3,00

Z porównania tych wartości wynika jasno, że zysk dla gospodarki narodowej polega nie

tylko na minimalnym zużytkowaniu surowca dla wyrobów „uszlachetnionych", ale i większych zarobkach pracowniczych. Zwłaszcza w Polsce, która poza węglem jest uboga w surowce, ma natomiast pracowitego i zdolnego pracownika, powinny być jak najprędzej zrealizowane wnioski programowego referatu *dyr. inż. I. Bracha,* wygłoszonego na Plenum I Kongresu Techników w Katowicach, aby przede wszystkim eksportować wyroby uszlachetnione.

Jest to obecnie tym aktualniejsze, że jeśli chodzi o wyroby precyzyjne i optyczne, to główny eksporter światowy, którym byli Niemcy, jest jeszcze bardzo osłabiony, a zapotrzebowanie powszechne jest bardzo poważne. W walce o opanowanie światowych rynków zbytu mamy duże szanse, gdyż ceny sprzętu optycznego naszego wyrobu przy tej samej jakości są o 25% niższe od cen zagranicznych.

I tam, gdzie wchodzi w grę oprócz obróbki maszynowej, precyzyjna praca ręczna, będziemy zawsze konkurencyjni.

W obecnej chwili eksportujemy: a) różne gatunki szkła optycznego (Państwowa Wytwórnia Optyczna w Jeleniej Górze jest jednym z sześciu producentów na świecie); b) wyroby optyczne w postaci obrobionych soczewek — odbiorcą w tej dziedzinie jest światowej sławy szwajcarska firma *H. Wild,* produkująca najlepszy sprzęt geodezyjny i optyczny; c) wyroby ze szkła neutralnego (jenajskiego); d) wodomierze z fabryk we Wrocławiu i Toruniu do wielu krajów całego świata); e); przygotowujemy się do produkcji zegarków i mikroskopów.

Jako minimalną wartość eksportu w r. 1948 dla wyrobów precyzyjnych i optycznych ustalono 400 tys. dolarów.

4. Struktura organizacyjna

Obecnie struktura organizacyjna omawianej gałęzi przemysłu wygląda następująco: do Zjednoczenia Przemysłu Precyzyjno-Optycznego z tymczasową siedzibą w Łodzi należy 20 fabryk, które można podzielić na grupy następujące:

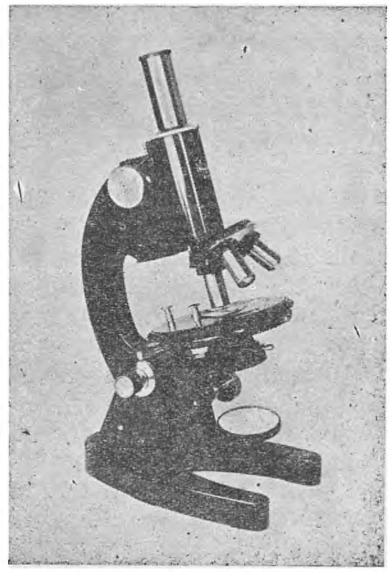
a) optyczna (3 fabryki),
b) mechanizmów zegarowych (3 fabryki),
c) narzędzi lekarskich (2 fabryki),
d) wodomierzowo-gazomierzowa (4 fabryki),
e) wag (3 fabryki),
f) wyrobów precyzyjnych (4 fabryki),
g) łożysk tocznych (1 fabryka w organizacji.

Obecnie liczba pracowników wynosi ok. 4.500. Wartość produkcji stale i szybko wzrasta (w ciągu ostatnich 10 miesięcy podwoiła się), osiągając w październiku ub. roku 1,4 miliona zł. (wg. cen z 1937 r.). Należy nadmienić, że większość sprzętu precyzyjnego wymaga długiego i żmudnego okresu przygotowania produkcyjnego. Przewidziane jest poważne powiększenie istniejących zakładów i budowa kilku fabryk nowych.

5. Stan i program produkcji polskiego przemysłu precyzyjno-optycznego

Podając obecny stan produkcji przemysłu precyzyjnego i optycznego ograniczymy się tylko do następujących wyrobów: a) narzędzi pomiarowych warsztatowych, b) łożysk tocznych, c) maszyn biurowych.

Z przybliżonego obliczenia zapotrzebowania w warunkach normalnych na typowe narzędzia pomiarowe wynika, że rocznie na 1000 pracowników przemysłu metalowego należy wyprodukować: 135 suwmiarek, 25 mikrometrów, 2 komplety płytek wzorcowych [2]).



Rys. 1. Mikroskop nowej produkcji Polskich Zakładów Optycznych w Warszawie.

Suwmiarki. Obecnie głównym producentem są Zakłady Południowe w Stalowej Woli. Suwmiarki wyrabiane są ze stali narzędziowej i nierdzewnej, typ normalny warsztatowy. Skala 15 cm wykonana systemem rolowania. W przyszłości, przede wszystkim ze względu na uzyskanie większej dokładności, będzie stosowana metoda fotochemiczna. Produkcja dochodzi do 1000 szt. miesięcznie. Fabryka Lokomotyw w Chrzanowie zgodnie z tradycją przygotowuje się do seryjnej produkcji 3 typów wielkości. Skala nacinana na maszynie podziałowej. Fabryka Karabinów i Sprawdzianów obecnie przygotowuje się również do seryjnej produkcji. Próbna seria ze skalą wykonaną sposobem fotochemicznym dała pozytywne wyniki. Inne większe zakłady me-

2) Dane te uzyskano z fabryk o różnej produkcji i różnym natężeniu eksploatacji narzędzi.

chaniczne również dla swoich przede wszystkim potrzeb wykonują drobne ilości. Przewiduje się w roku 1949 nasycanie rynku wewnętrznego i eksport nadwyżek.

Mikrometry. Fabryka Karabinów i Sprawdzianów w Warszawie przygotowuje na r. 1948 produkcję wielkości 0÷25 i 25÷50 mm.

Czujniki. Oddział Fabryki Zegarków w Świebodzicach przygotowuje się do rozpoczęcia produkcji dużych seryj typu „Mahra" w III kwartale 1948 r. Opracowanie konstrukcyjne i fabrykacyne wykonała grupa specjalistów z Przemysłu Uzbrojeniowego.

Płytki wzorcowe. Fabryka Karabinów i Sprawdzianów produkuje obecnie po kilka kompletów miesięcznie.

Kątowniki, sinuśnice, płyty i tp. W większych seriach produkuje Fabryka Karabinów i Sprawdzianów; w innych narzędziowniach raczej na własny użytek.

Mikroskopy metalograficzne, aparaty projekcyjne. Polskie Zakłady Optyczne w Warszawie opracowały produkcję. Możliwości dostawy w 1948 r.

Łożyska toczne. Jednym z najbardziej palących zagadnień przede wszystkim dla przemysłu metalowego, a częściowo dla węglowego i elektrycznego, jest produkcja łożysk tocznych. Deficyt światowy przewidywany jest jeszcze w ciągu kilku lat; oprócz tego nie można być uzależnionym od możliwości i polityki koncernów zagranicznych. Jeśli dodać do tego poważne roczne straty dewiz koniecznych na import, to zupełnie uzasadnioną wydaje się być decyzja budowy fabryki łożysk tocznych w Polsce. Oczywiście brane są pod uwagę wyjątkowo duże trudności techniczne, wielki wkład inwestycyjny itd. Projektowana fabryka o produkcji w pierwszych latach 2.000.000 szt. rocznie ma powstać na terenie budowanej przed wojną Fabryki Amunicji pod Kraśnikiem.

Obecnie produkowane są w małych próbnych seriach ciężkie łożyska rolkowe w Rzeszowie oraz prosty typ łożysk kulkowych w Stalowej Woli. Te ostatnie zwłaszcza próby mogą okazać się bardzo wartościowe ze względu na przyszłą specjalizację Stalowej Woli jako dostawcy stali. Pomimo bowiem znajomości składu chemicznego i własności stali na łożyska, wiadomości te bez żmudnych prób nie wystarczą do otrzymania dobrych wyników.

Maszyny biurowe. W produkcji maszyn biurowych będzie się specjalizować Fabryka Karabinów i Sprawdzianów, która przed ostatnią wojną wykonała serię maszyn do pisania „FK". Wznowienie tej produkcji napotyka na znaczne przeszkody wywołane zniszczeniem dokumentacji i trudnościami licencyjnymi. Jednakże decyzja uruchomienia zapadła i przewidziane są znaczne kredyty na odbudowę fabryki i przygotowanie produkcji.

W r. 1948 Fabryka uruchomi produkcję ręcznych maszyn do liczenia typu „Manus Hamanna", a następnie arytmometrów klawiszowych.

Ograniczając się do podania wiadomości, które najbardziej interesują mechaników, należy nadmienić, że w innych działach przemysłu precyzyjnego i optycznego osiągnięcia dotychczasowe są niewspółmiernie większe. Zwłaszcza w dziale optycznym uzyskane wyniki mogą być uważane za wręcz rewelacyjne. Nie mówiąc o wytopach szkła optycznego, o wykonywaniu części optycznych do aparatów kinematograficznych, 3-krotnie większa produkcja mikroskopów w stosunku do przedwojennej w fabryce odbudowanej od podstaw mówi sama za siebie.

WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN

Prof. dr inż. Wacław Moszyński „WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN". Część I. Połączenia. Część II. Łożyskowanie. Część III. Napędy.

Ze względu na ogromne trudności techniczne, związane z wykonaniem dużej ilości rysunków, przygotowaniem tekstu do druku oraz sporządzeniem odpowiedniej ilości czcionek matematycznych, nastąpi znaczne opóźnienie w ukazaniu się drukiem książki.

Aby chociaż w pewnej mierze umożliwić czytelnikom wcześniejsze korzystanie z książki, „WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN" ukaże się w trzech oddzielnych tomach, z których pierwszy, „Połączenia", znajduje się w druku i wyjdzie z początkiem II kwartału b. r., poza tym prenumeratorzy powyższej książki będą mogli otrzymać odbitki rysunków po cenie kosztów druku (po 10 zł za arkusz formatu A3).

Wzmianki o ukazaniu się książki będą podane na łamach czasopism: „Mechanik" i „Przegląd Mechaniczny".

Administracja Wydawnictw Książkowych
Instytutu Wydawniczego SIMP

MŁODY MECHANIK

Prof. dr inż. KORNEL WESOŁOWSKI

POMIAR TEMPERATUR PRZY POMOCY PIROMETRÓW TERMOELEKTRYCZNYCH

Wstęp

Temperatura jest czynnikiem, który w dużej mierze wpływa na przebieg i wydajność procesów chemicznych. Niektóre z nich wymagają często stosowania temperatur w bardzo wąskich granicach i wtedy dokładny pomiar temperatur posiada olbrzymie znaczenie, gdyż nawet małe niedokładności pomiaru mogą być przyczyną nieodpowiedniego przebiegu i małej wydajności procesu.

W przemyśle metalowym dokładny pomiar temperatur stosowany jest we wszystkich rodzajach obróbki cieplnej, lecz przede wszystkim przy hartowaniu i ulepszaniu.

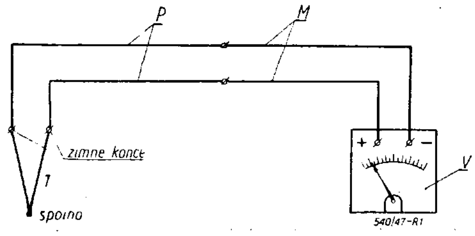
Niedokładność pomiaru temperatur w obróbce cieplnej prowadzi często do zniszczenia prawie gotowego produktu.

Powszechnie znane termometry rozszerzalnościowe: rtęciowe, alkoholowe, toluenowe i in., używane w granicach temperatur od — 190 C do 750 C i rzadziej stosowane termometry oporowe, używane w granicach temperatur od — 200 C do 600 C, posiadają w obróbce cieplnej mniejsze znaczenie i służą jedynie do pomiaru temperatur kąpieli oziębiających oraz kąpieli i pieców do odpuszczania.

Natomiast najważniejszymi i najbardziej rozpowszechnionymi przyrządami do mierzenia temperatur w obróbce cieplnej są *pirometry termoelektryczne.*

Pirometry termoelektryczne

Rys. 1 podaje schemat takiego pirometru, przy czym zasadniczymi jego częściami są:



Rys. 1. Schemat pirometru termoelektrycznego.

a) termoelement *T* złożony z 2 drutów różnych metali lub stopów, zespawanych końcami ze sobą i na całej długości od siebie izolowanych za pomocą ogniotrwałych ceramicznych rurek;

b) miliwoltomierz *V* do mierzenia napięć na wolnych końcach termoelementu, a po wywzorcowaniu do bezpośredniego wskazywania temperatur;

c) przewody kompensacyjne *P* przedłużające termoelement i przenoszące jego wolne końce w miejsce o temperaturze otoczenia (20 C);

d) przewody miedziane *M* służące do połączenia termoelementu, lub przewodów kompensacyjnych z miliwoltomierzem.

Jeżeli spawane końce tzw. *gorące spojenie* lub krótko: *spoina* dwu drutów metalowych termoelementu i ich wolne, tzw. *zimne końce* posiadają rozmaite temperatury, to wtedy na tych ostatnich powstaje siła elektromotoryczna. Siła ta, mierzona w miliwoltach zależy od różnicy temperatur spoiny i zimnych końców. W celu otrzymania dokładnych wskazań zimne końce powinny posiadać stałą temperaturę przy której pirometr został wywzorcowany (najczęściej 20 C).

Ponieważ termoelementy wykonywane są często z drogich metali, przeto ze względów oszczędnościowych długości ich stosuje się niewielkie. Wtedy jednak zimne końce termoelementu, znajdujące się w pobliżu pieca, ulegałyby ogrzaniu powyżej 20 C i pomiar temperatury byłby nieścisły. Aby tego uniknąć, między drutami termoelementu i miliwoltomierzem umieszcza się *przewody kompensacyjne* z tanich metali lub stopów (najczęściej stopów miedzi z niklem), które umożliwiają przeniesienie zimnych końców termoelementu w miejsce o temperaturze zbliżonej do 20 C. Przewody kompensacyjne powinny posiadać te same własności termoelektryczne co termoelement.

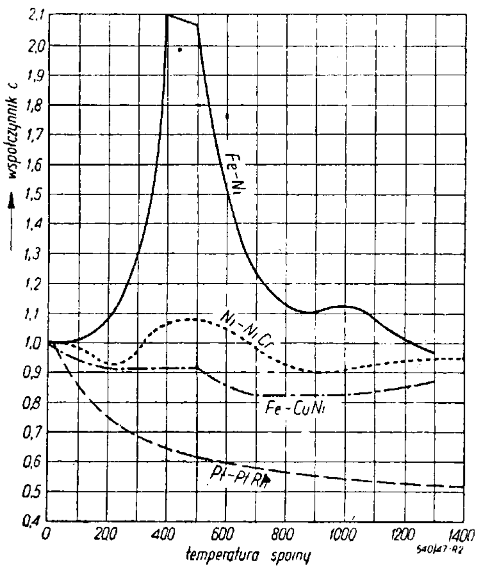
W tanich termoelementach przewody kompensacyjne wykonuje się z tych samych drutów co termoelementy, jedynie o mniejszych przekrojach, najczęściej w postaci kilkużyłowych kabli w izolacji azbestowej.

Natomiast przy termoelementach drogich, jak platyna — platynarod (Pt — PtRh) przewody kompensacyjne wykonuje się z odpowiednich stopów nikiel — miedź tak dobranych, aby w granicach stosowanych temperatur, posiadały takie same własności termoelektryczne, co termoelementy.

Sprawdzenie przewodów kompensacyjnych i prawidłowości połączenia przeprowadza się przez podgrzanie miejsca połączenia termoelementu z przewodem kompensacyjnym. Jeżeli przy ogrzaniu wskazówka miliwoltomierza nie wychyli się, to przewody są dobrane i połączone prawidłowo.

Jeżeli temperatura zimnych końców jest wyższa lub niższa od temperatury, przy której wywzorcowano termoelement, wtedy dla uzyskania prawidłowego wyniku pomiaru dodaje się, lub odejmuje od wskazania miliwoltomierza poprawkę. Poprawkę tę oblicza się przez pomnożenie różnicy temperatur zimnych końców: rzeczywistej i wzorcowania przez odpowiedni współczynnik *c*.

Wykres na rys. 2 podaje wartości współczynnika *c* w zależności od temperatury gorącego spojenia dla różnych termoelementów i dla temperatur zimnych końców, zawartych między 20 i 60 C.



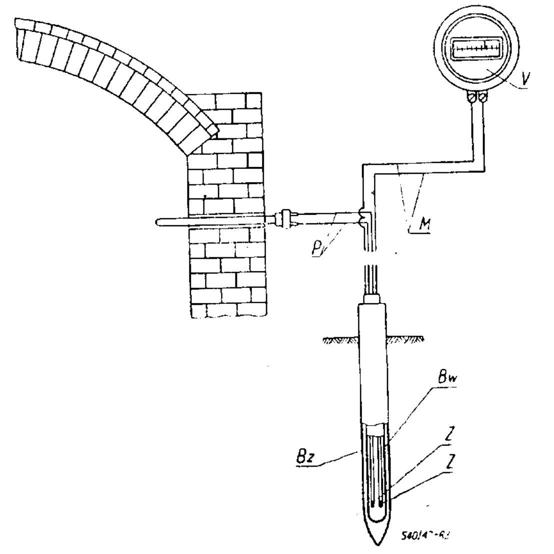
Rys. 2. Zależność współczynnika **c** od temperatury spoiny dla różnych termoelementów (dla temperatur zimnych końców zawartych w granicach od 20 do 60 C).

Jeżeli np. zimne końce termopary Pt—PtRh, wywzorcowanej przy 20 C posiadają w czasie pomiaru temperatury w piecu, która wg wskazania miliwoltomierza wynosi 600 C, nie 20 lecz 40 C, to rzeczywista temperatura pieca wynosi:

$$t = 600 + 0{,}6 \cdot (40 - 20) = 6\,12\ \mathrm{C}$$

Tego rodzaju obliczenia nie są jednak dokładne i należy ich unikać, utrzymując zimne końce w takiej temperaturze, jaka była zachowana przy wzorcowaniu pirometru. W tym celu stosuje się *termostaty*, utrzymujące stałą temperaturę zimnych końców.

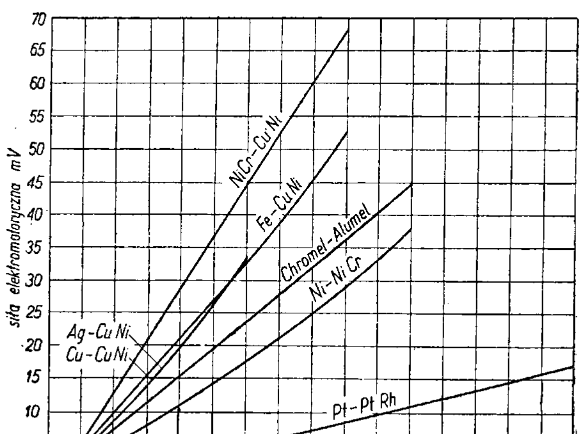
Termostaty są jednak przyrządami drogimi, stosuje się przeto najczęściej tańsze sposoby utrzymywania prawie stałej temperatury zimnych końców przez umieszczenie ich w termosie z wodą lub zakopanie w ziemi (rys. 3).



Rys. 3. Sposób utrzymania stałej temperatury zimnych końców przez zakopanie ich w ziemi. *P* — przewody kompensacyjne, *M* — przewody miedziane, *Z* — zimne końce, *Bw* — butla wewnętrzna, *Bz* — butla zewnętrzna.

Na wybór termoelementu największy wpływ posiadają ich własności termoelektryczne, a ponadto cena.

Im jest wyższa siła elektromotoryczna termoelementu, tym dokładniejszy jest pomiar temperatury i tym mniej precyzyjnych



Rys. 4. Zależność siły elektromotorycznej różnych termoelementów od temperatrury.

(a więc i tańszych) można użyć przyrządów pomiarowych. Wszystkie jednak termoelementy charakteryzują się tym, że ich siła motoryczna nie jest proporcjonalna do temperatury.

Rys. 4 podaje zależność siły elektromotorycznej od temperatury dla najczęściej stosowanych termoelementów.

Trwałość termoelementu zależy przede wszystkim od jego odporności na korozję. Na ogół przestrzega się, aby termoelement był dobrze izolowany od wpływu gazów piecowych i tlenu powietrza oraz aby pracował w temperaturach znacznie niższych od maksymalnej dopuszczalnej temperatury.

Aby otrzymać dostateczne wychylenie miliwoltomierza, uzyskana różnica napięcia między spoiną a zimnymi końcami, powinna być dość duża. Z tego powodu pirometry termoelektryczne są stosowane do pomiaru temperatur powyżej 200 C; poniżej tej temperatury lepsze wyniki dają termometry oporowe i rozszerzalnościowe.

Do najbardziej rozpowszechnionych termoelementów należą: 1. *platyna-platynarod* (Pt — PtRh) (termoelement *Le Chateliera)* w postaci cienkich drutów: platynowego i stopu platyny z 10% rodu, o średnicy najczęściej 0,4 do 0,6 mm. Termoelement ten posiada stosunkowo małą siłę elektromotoryczną. Jest on wrażliwy na chemiczne działanie gazów zawierających węgiel, a ponad to par metali i niemetali, jak krzemu, siarki i fosforu; należy go przeto zabezpieczyć za pomocą ochronnej rurki nie przepuszczającej gazów i par. Najlepiej do tego celu nadają się rurki kwarcowe (do 1000 C) lub z masy *Pythagorasa* (do 1350 C). Rurki te są jednak kruche i łamliwe. Z tego powodu należy je chronić przed złamaniem umieszczając w rurce z ognioodpornej chromowo-niklowej stali.

W praktyce używa się termoelementu Pt — PtRh do mierzenia temperatur leżących powyżej 1000 C, przy czym trwale może on pracować do 1300 C, a chwilowo nawet do 1600 C. Powyżej temperatury 1300 C platyna sublimuje, przez co zmniejsza się przekrój drutu i zmienia siła elektromotoryczna termoelementu.

2. Do mierzenia temperatur leżących powyżej 1600 C służą termoelementy wykonane ze stopów irydu z rodem (10%) (IrRh), i irydu z rutenem (10%) (IrRu), lecz ruten szybko się wypala i pomiar staje się niedokładny.

3. Do pomiarów jeszcze wyższych temperatur stosuje się termoelementy wykonane z wolframu i wolframu z molibdenem (W-WMo), wymagają one jednak atmosfery wodorowej i rurek ochronnych z korundu lub tlenku berylu.

4. *Nikiel — nikielchrom* (Ni-NiCr) w postaci drutów: niklowego i stopu niklu z 15% chromu, o średnicy 1 do 2 mm. Często wykonuje się termoelement, umieszczając izolowany drut niklowy w rurce z nikielchromu i zespawanie ich na dnie rurki, Takie termoelementy muszą być również zabezpieczone przed gazami i parami metali w rurce kwarcowej lub z masy *Pythagorasa*. Stosuje się je do pomiaru temperatur dochodzących do 1000 C, przy krótkotrwałych pomiarach do 1100 C.

5. Termoelementy *chromel-alumel* są wykonane ze stopów niklu z 10% chromu i niklu z 2% glnu, 3% manganu i 1% krzemu. Odznaczają się tym, że zależność ich siły elektromotorycznej od temperatury jest proporcjonalna. Termoelement ten może być używany stale do 1200 C a chwilowo nawet do 1300 C. Jest on najlepszym z termoelementów nieszlachetnych.

6. *Nikielchrom-konstantan (NiCr-CuNi)* w postaci drutów (o średnicy ok. 2 mm) ze stopu niklu z 25% żelaza i 11% chromu i stopu miedzi z 40% niklu. Ten termoelement stosuje się do pomiaru temperatur dochodzących do 900 C, a przy krótkotrwałych pomiarach nawet do 1000 C. Odznacza się tym, że daje stosunkowo bardzo wysoką siłę elektromotoryczną.

7. *Żelazo-konstantan* (Fe-CuNi) w postaci drutów: żelaznego i stopu miedzi z 40% niklu, o średnicy około 2 mm, lub jako izolowany drut konstantanowy, umieszczony w rurce żelaznej i zespawany z dnem rurki. Termoelement ten posiada duże zastosowanie z powodu znacznej siły elektromotorycznej i niskiej ceny. Stosuje się go do pomiaru temperatur dochodzących do 800 C, a przy krótkotrwałych pomiarach nawet do 1000 C, przy czym w tych temperaturach nie ulega szkodliwemu działaniu par i gazów. Tlen działa jednak na żelazo utleniająco i z tego powodu należy stosować rurki ochronne.

8. *Miedź-konstantan* (Cu-NiCu) w postaci drutów o średnicy 2 mm i więcej, lub rury miedzianej z umieszczonym w niej izolowanym drutem konstantanowym, zespawanym na jej końcu. Stosuje się do mierzenia temperatur do 600 C.

9. *Srebro-konstantan* (Ag-CuNi) w postaci drutów o średnicy 2 mm i więcej, lub rury miedzianej z umieszczonym w niej izolowanym drutem konstantanowym zespawanym na jej końcu. Stosuje się do pomiaru temperatur do 500 C.

W celu izolacji elektrycznej poszczególnych drutów termoelementu umieszcza się je w ceramicznych rurkach.

Jak się okazało rurki izolacyjne mogą być źródłem poważnych błędów, gdyż nagrzane do temperatury powyżej 1000 C, bardzo często nie są już dobrymi izolatorami elektrycznymi. Jeżeli więc rurki stykają się ze sobą na dużej przestrzeni, a chronione termoelementy są z cienkich i wysokooporowych drutów, to

wtedy dość znaczna część prądu może omijać miliwoltomierz i wskutek tego prowadzić do błędnych jego wskazań.

Stosowanie rurek kwarcowych jako izolatorów elektrycznych dla termoelementów jest szczególnie nie wskazane, gdy znajdują się one w rurkach stalowych, gdyż powstający w wysokich temperaturach tlenek żelaza działa na kwarc, powodując jego szybkie niszczenie.

Termoelementy powinny znajdować się w rurkach ochronnych, zabezpieczających je przed uszkodzeniami mechanicznymi i chemicznymi. Z tego powodu rurki ochronne nie powinny przepuszczać gazów i par, powinny być odporne na wysokie temperatury i gwałtowne zmiany temperatur, odporne na mechaniczne uderzenia i o dużym przewodnictwie cieplnym.

Najbardziej rozpowszechnionymi rurkami ochronnymi niemetalowymi są: kwarc i porcelana, przy czym ani kwarc, ani porcelana nie spełniają wszystkich wyżej wymienionych warunków. Najważniejszą wadą kwarcu jest to, że w pewnych temperaturach ulega on przemianom alotropowym, połączonym ze zmianą gęstości, co powoduje jego kruchość. Zaletą natomiast jest znaczna odporność na gwałtowne zmiany temperatury. Porcelana nie ulega przemianom alotropowym, lecz za to nie znosi gwałtownych zmian temperatur.

Poza kwarcem i porcelaną na osłony izolowanych termoelementów używa się jeszcze rur szamotowych, silitowych i innych.

Oprócz tych materiałów niemetalowych stosuje się jeszcze rurki z metali lub stopów, przy czym najbardziej rozpowszechnionymi są: żelazo, nikiel, stal chromowa, stal chromowoniklowa, a do stosunkowo niskich temperatur nawet miedź.

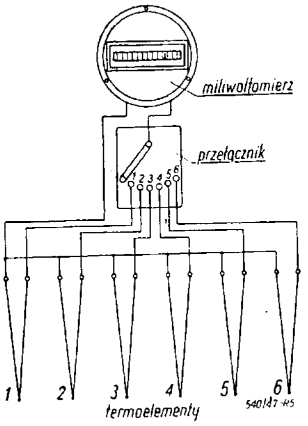
Osłony chromowo-niklowe są z nich najlepszymi i wytrzymują tetmperatury dochodzące do 1200 C.

Jak z rys. 4 wynika, do mierzenia wyższych temperatur nadaje się termoelement platyna-platynarod, a do nieco niższych przede wszystkim termoelement chromel-alumel i nikielchrom-konstantan, głównie z tego powodu, że zależność wychylenia miliwoltomierza e od temperatury t $[e = f(t)]$ jest dla nich bardzo zbliżona do prostej.

Celem obniżenia kosztów urządzenia często jeden miliwoltomierz służy do odczytywania wskazań kilku termoelementów; wtedy konieczne jest użycie odpowiedniego przełącznika.

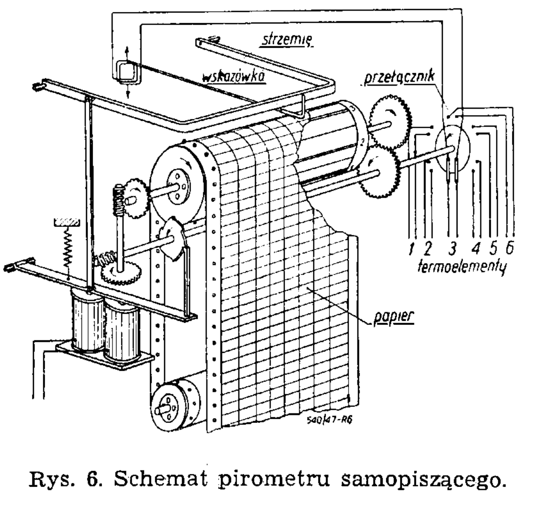
Rys. 5 przedstawia schemat urządzenia, w którym jeden miliwoltomierz obsługuje sześć termoelementów.

Bardzo wygodnymi w użyciu są pirometry samopiszące, które różnymi kolorami rejestrują przebieg zmian temperatury.



Rys. 5. Schemat pirometru z sześcioma termoelementami.

Rys. 6 przedstawia schemat takiego samopiszącego pirometru złożonego z sześciu termoelementów.



Rys. 6. Schemat pirometru samopiszącego.

Odpowiedni mechanizm (na rysunku nie pokazany) napędza wałek, który porusza papier oraz obraca drugi wałek, włączający co pewien czas inny termoelement. Po ustaleniu się wskazówki pirometru jest ona co pewien czas przyciskana do wałka i robi odcisk na papierze poprzez barwną wstęgę.

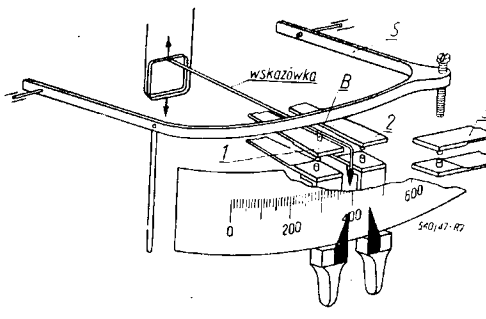
Duże znaczenie posiadają pirometry połączone z samoczynnym regulatorem, utrzymujące temperaturę w określonych granicach. Urządzenia te znajdują zastosowanie do pieców elektrycznych.

Rys. 7 przedstawia schemat takiego regulatora temperatury, zwanego również *termoregulatorem.*

Termoregulator zbudowany jest jak zwykły miliwoltomierz wskazówkowy z dodatkowym urządzeniem, składającym się z ruchomego

strzemienia *S* i trzech kontaktów, przy czym dwa pierwsze *1* i *2* połączone są z nieruchomymi wskazówkami, ograniczającymi zakres stosowanej temperatury.

Co pewien czas dzięki połączeniu strzemienia z elektrycznym silnikiem za pomocą mimośrodu (na rysunku nie wskazanym), strzemię opuszcza się i wychyla nieco wskazówkę ruchomą w dół. Jeżeli temperatura pieca jest w żądanym zakresie, czyli wskazówka ruchoma znajduje się między nieruchomymi, to stopka na wskazówce ruchomej *B* nie trafia na płytki kontaktowe i do pieca płynie prąd normalny.



Rys. 7. Schemat termoregulatora.

Jeżeli natomiast temperatura wzrośnie zbyt wysoko, to po wychyleniu przez strzemię wskazówki ruchomej w dół, stopka *B* przyciska płytkę *2* i powoduje za pośrednictwem przekaźnika wyłączenie prądu. Wskutek tego spada temperatura w piecu i wskazówka ruchoma powoli wraca między wskazówki nieruchome.

Gdy stopka *B* znajdzie się między płytkami kontaktowymi, to po opuszczeniu strzemienia, za pośrednictwem kontaktu *3* i przekaźnika, prąd zostaje ponownie włączony.

Gdyby jednak pomimo to temperatura w piecu nadal spadała, to gdy tylko wskazówka ruchoma znajdzie się nad płytką kontaktową *1*, natychmiast za pośrednictwem przekaźnika zostaje włączony dodatkowy prąd do pieca, przez co znowu temperatura jego wzrośnie.

Aby pirometr termoelektryczny stał się niezawodnym, muszą być zachowane pewne ostrożności, a mianowicie: wszystkie połączenia elementów i przewodników pomiędzy sobą i aparatami wskaźnikowymi muszą być wykonane prawidłowo, oczyszczone od tlenków, kurzu i brudu, a sam termoelement musi znajdować się w środku pieca, lecz tak, aby nie był narażony na uszkodzenie lub działanie gazów.

Pamiętać należy, że termoelement wskazuje temperaturę miejsca spoiny, a nie temperaturę obrabianej stali. Dlatego należy termoelement umieścić w takim miejscu, aby go można było obserwować przez wziernik, celem porównania stopnia jego nagrzania i przedmiotu znajdującego się w piecu.

Pirometr należy do czułych i precyzyjnych przyrządów i z tego powodu nie znosi wstrząsów. Przy przenoszeniu należy zawsze unieruchamiać jego wskazówkę. Obecność w pobliżu pirometrów dużych ilości żelaza, przewodników, przez które płynie prąd i tp. wpływa ujemnie na dokładność wskazań. Dla zabezpieczenia pirometru od prądów obcych należy go izolować, najlepiej przez ustawienie na płycie szklanej. W pomieszczeniach, gdzie znajduje się kurz, pirometr należy umieścić w oszklonej szafce.

Dokładność pirometru termoelektrycznego wynosi 0,5 do 1% obszaru mierniczego. Na skutek przemian międzykrystalicznych, działania chemicznego gazów i par i tp., termoelementy ulegają niszczeniu i ich wskazania są coraz mniej dokładne. Dlatego też termoelementy powinny być co pewien czas sprawdzane. Niezależnie od tego pirometry należy sprawdzić po każdym nowym spawaniu termoelementów, po naprawie miliwoltomierza, a nawet przed każdym specjalnie ważnym pomiarem temperatury, jak np. przed hartowaniem specjalnie drogich narzędzi. Jeżeli pirometry wykazują błędy wynoszące 10 ÷ 15 C, to natychmiast należy termoelementy wymienić.

W każdym należycie prowadzonym zakładzie obróbki cieplnej należy prowadzić kontrolę pirometrów, odnotowując wyniki sprawdzenia w kartotece lub w książce. Kartka kontrolna pirometru powinna wyglądać następująco.

Pochodzenie i numer galwanometru . . . . AEG Samorejestr. Nr 157253

Pochodzenie i numer termoelementu . . . . Heraeus Nr 7

Rodzaj termoelementu . . . . . Pt—PtRh

Grubość, długość i ciężar termoelementu . . . . 0,4 mm, 2 × 1 m 2 × 0,25 G

Rodzaj ochronnej rurki ceramicznej i metalowej . . . . Pythagoras. Stal chromowoniklowa

Miejsce i datą rozpoczęcia użytkowania . . . . Piec silitowy I.VII.1947 r.

Maksymalna dopuszczalna temperatura pomiaru . . . . 1200 C ze względu na rurkę stalową

Sprawdzono dnia	I.10.47		
Błąd wskazań	— 0,5 %		

Kiedy i z jakiej przyczyny wycofany z użytkowania

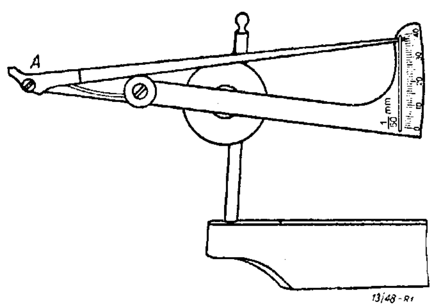
. . . .

Ciężar pozostałych drutów termoelementu . . . . .

Inż.-mech. EDWARD JANKE

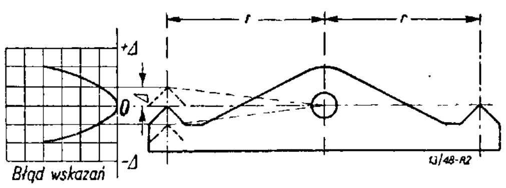
CZUJNIKI MECHANICZNE — ICH KONSTRUKCJA I CECHY CHARAKTERYSTYCZNE

Z narzędzi mierniczych, których konstrukcja w ostatnich czasach uległa poważniejszej ewolucji, należy wymienić *czujniki*. Stosowane są wszędzie tam, gdzie nie zależy na określeniu wymiaru przedmiotu, lecz na stwierdzeniu różnicy między istotnym wymiarem a miarą wzorca. Jest rzeczą oczywistą, iż w miarę rozwoju produkcji masowej, wymagającej stosowania wymiarów granicznych, czujnik znajduje coraz szersze zastosowanie.



Rys. 1.

Czujnik pozwala eliminować subiektywne błędy, jakie zawsze występują w wypadku, gdy ręką należy wyczuć opór styku narzędzia z przedmiotem; usunięcie tych przypadkowych błędów pomiarowych osiągnięto dzięki temu, że siła nacisku kowadełka mierzącego zależy jedynie od wyregulowania sprężyny dociskającej i nie posiada żadnego związku ze zręcznością lub siłą ręki osoby mierzącej.



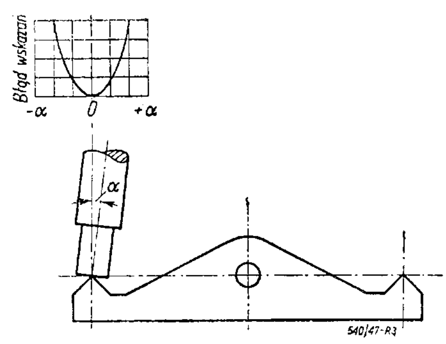
Rys. 2.

Ponieważ różnice wymiarów przedmiotu i wzorca są zwykle minimalne — rzędu setnych, tysięcznych a czasem nawet dziesięciotysięcznych milimetra, więc minimalny ruch kowadełka mierzącego musi być wielokrotnie powiększony, aby jego przesunięcia były dla oka widoczne na skali odczytowej. Dokładność wskazań czujnika zależy od rodzaju przekładni, przenoszącej ruch kowadełka na wskazówkę.

W zależności od zasady rozwiązania konstrukcyjnego przekładni rozróżniamy czujniki: 1) mechaniczne, 2) optyczne, 3) hydrauliczne, 4) pneumatyczne, 5) elektryczne.

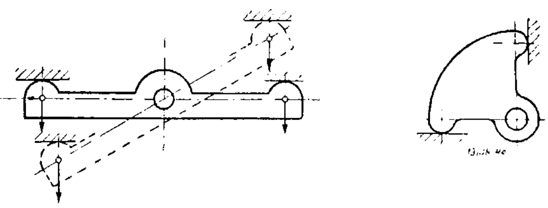
Czujniki mechaniczne są oparte na zasadzie dźwigni nierównoramiennej (pojedyńczej lub wielokrotnej), systemie kółek zębatych, taśmy metalowej spiralnie zwiniętej i t. p.

Rys. 1 przedstawia jeden z najprostszych przykładów czujnika dźwigniowego, gdzie *A* jest dźwignią nierównoramienną, której krótszy koniec jest jednocześnie końcówką mierzącą, a dłuższy wskazówką, poruszającą się



Rys. 3.

wzdłuż skali. Ze względu na prostotę konstrukcji czujniki tego rodzaju są często budowane przez rozmaite warsztaty dla własnych potrzeb i wtenczas przełożenie przekładni nie przekracza zwykle 1/20.



Rys. 4.

Czujniki precyzyjne, systemu dźwigniowego, umożliwiające odczytywanie do 1/100 lub nawet do 1/1000 mm, powinny być budowane przy zachowaniu pewnych konstrukcyjnych zasad, a mianowicie:

1. Styk między przedmiotem a właściwym aparatem powinien być osiągnięty przy pomocy elementu pośredniego — końcówki mierzącej.

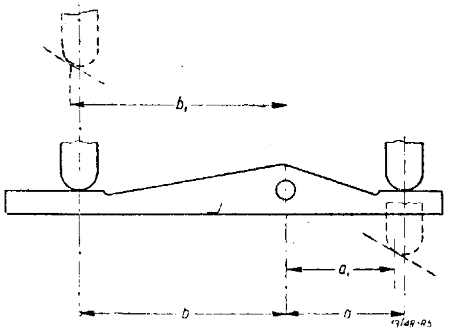
2. Ułożyskowanie dźwigni powinno być szczególnie starannie wykonane.

3. Punkty oporowe dźwigni i jej oś obrotu muszą leżeć na jednej prostej (rys. 2).

4. W położeniu zerowym końcówka mierząca powinna być prostopadła do linii łączącej

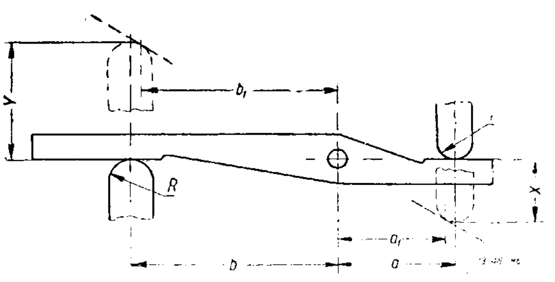
punkty oporowe dźwigni i jej oś obrotu (rys. 3).

5. Jeśli punkty oporowe dźwigni leżą na powierzchniach cylindrycznych, to środki tych powierzchni i oś obrotu dźwigni powinny leżeć na jednej prostej (rys. 4).



Wadliwa konstrukcja

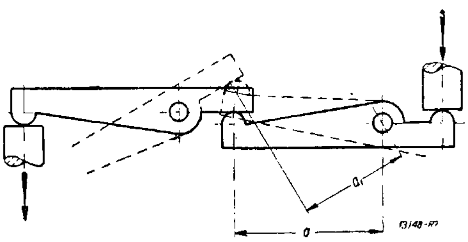
Rys. 5.



Prawidłowa konstrukcja

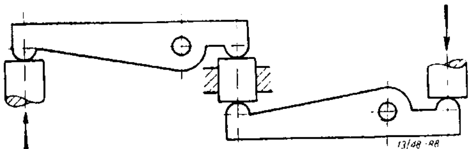
$$R : r = Y : X$$
$$a : b = a_1 : b_1 = X : Y$$

Rys. 6.



Wadliwa konstrukcja

Rys. 7.



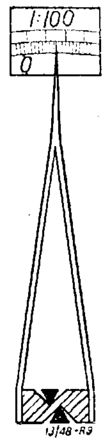
Prawidłowa konstrukcja

Rys. 8.

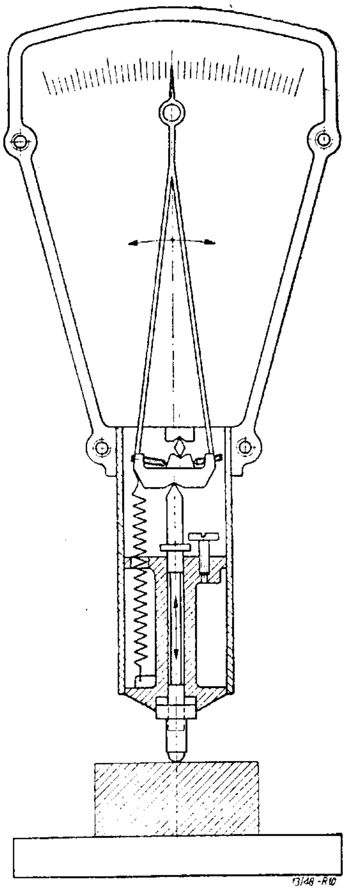
6. Stosunek ramion dźwigni powinien pozostawać niezmienny przy różnych jej położeniach. Rysunki 5 i 6 pokazują wadliwą i prawidłową konstrukcję.

7. Wyżej wymieniona zasada stosuje się oczywiście i do dźwigni wielokrotnych. Rys. 7 i 8 przedstawiają wadliwą i prawidłową konstrukję dźwigni wielokrotnych.

Omówione zasady konstrukcyjne oczywiście nie wyczerpują tematu, stanowią one jedynie główne wytyczne przy projektowaniu czujników dźwigniowych.



Rys. 9.

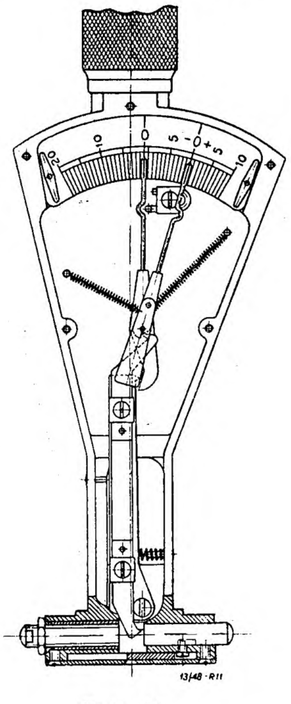


Rys. 10.

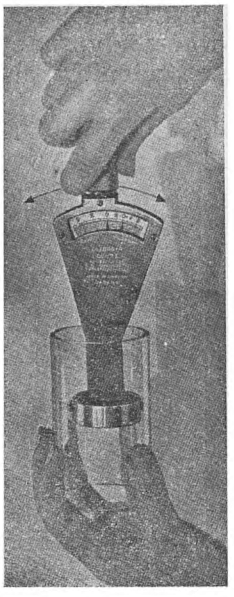
Jako przykład precyzyjnego czujnika dźwigniowego może posłużyć czujnik *Hirtha*, którego zasada działania oraz konstrukcyjne wykonanie uwidoczniono na rys. 9 i 10. Wyróżnia się on prostotą budowy oraz dużą dokładnością pomiaru.

Drugim przykładem tego rodzaju czujnika niech będzie przyrząd do badania średnic wewnętrznych produkowany przez firmę *C. E. Johannson* w Szwecji (rys. 11). Celem zwiększenia obszaru mierniczego ma on rozszerzoną skalę; jako charakterystyczną cechę konstrukcyjną można wskazać system dwudźwigniowy; ponadto w szczególnym wykonaniu posiada ten przyrząd dwie odrębne podziałki i dwie wskazówki: jedna daje wskazania zgrubne — w setnych milimetra, druga natomiast pozwala w pewnym obszarze pierwszej podziałki na bardziej dokładne pomiary — w tysięcznych częściach milimetra.

Sposób użycia tego przyrządu widoczny jest z rys. 12, ponadto na rys. 13 widać

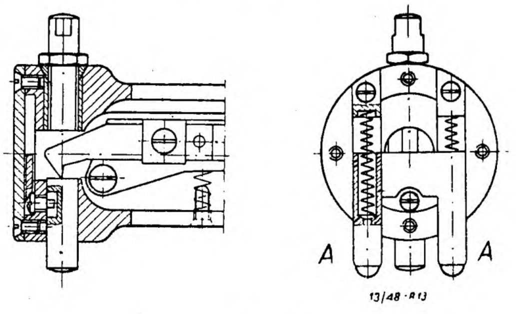


Rys. 11.



Rys. 12.

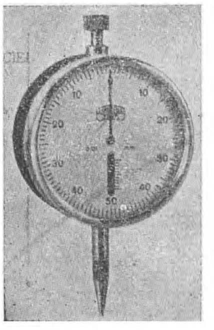
pewne szczegóły konstrukcyjne samej główki pomiarowej; nóżki *11* służą do prawidłowego ustawienia przyrządu w badanym otworze i nie mają nic wspólnego z właściwym pomiarem. Opisane przyrządy buduje się dla obszaru średnic od 4 do 600 mm.



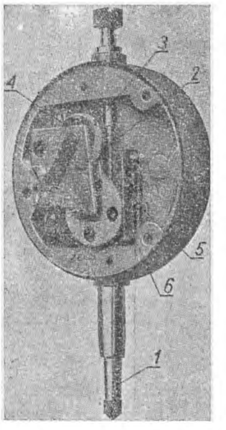
Rys. 13.

Typem czujników, opartych na systemie kółek zębatych, są *czujniki zegarowe* (rys. 14); ze względu na zalety praktyczne znalazły one bardzo szerokie zastosowanie i budowane są przez różne firmy. Do rzędu lepszych należy zaliczyć czujniki firmy *Zeiss*, którego konstrukcyjne szczegóły widoczne są na rys. 15.

Tłoczek dotykowy *1* zamiast zębatki posiada nacięty gwint 2, o odpowiednim skoku, który z kolei zazębia się kółkiem ślimakowym 3 (nastawienie na zero odbywa się przez pokręcanie tłoczka dotykowego); luzy międzyzębne usunięte są przy pomocy sprężyny *4* i kółka zębatego; docisk kowadełka do przedmiotu powoduje sprężyna 5 poprzez część *7*. Rys. 16 i 17 pokazują kompletne czujniki

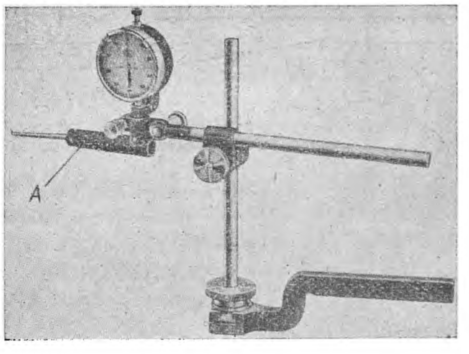


Rys. 14.

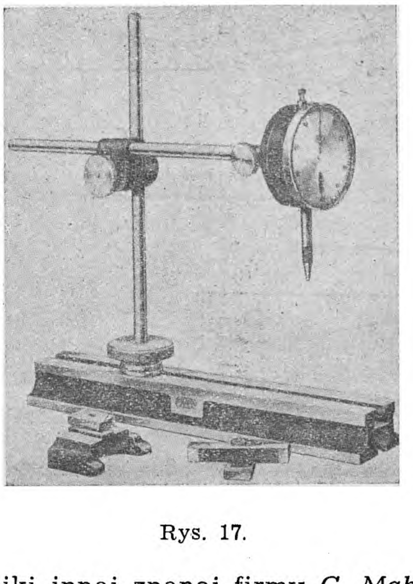


Rys. 15.

z podstawkami; pokazany na rys. 16 czujnik z uchwytem do zamocowania w suporcie obrabiarki, jest zaopatrzony w przyrząd *A* do badania głębokich otworów lub szczelin.



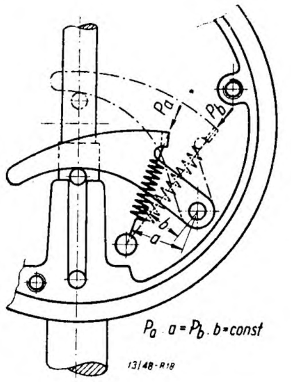
Rys. 16.



Rys. 17.

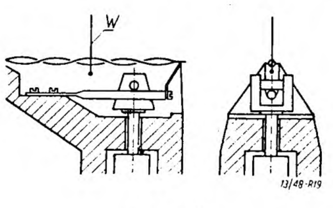
Czujniki innej znanej firmy *C. Mahr* mają specjalne urządzenie (rys. 18), przy pomocy

którego osiąga się stały nacisk kowadełka pomiarowego na przedmiot, niezależnie od tego, w którym obszarze skali odbywa się pomiar. Czujniki zegarowe mają zwykle obszar mierniczy 10 mm — rzadziej 3 mm, dokładność pomiarów do 0,01 mm, nacisk kowadełka na przedmiot stosowany bywa w granicach od 100 do 300 G.



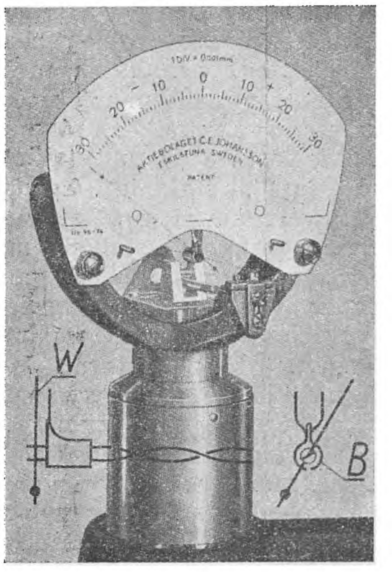
Rys. 18.

Ciekawą budowę posiada czujnik „Mikrokator" wyrobu firmy *C. E. Johansson* (rys. 19). Elementem mierzącym jest cienka, ze sprężystego materiału wykonana, taśma spiralnie skręcona w połowie w prawo, w połowie



Rys. 19.

w lewo. Po środku tej taśmy, w miejscu gdzie zmienia się kierunek zwojów spirali, przytwierdzona jest wskazówka; rozciągając taśmę w kierunku jej długości powoduje się wychylenie wskazówki *W*. Tłumienie ruchów wskazówki osiąga się przez to, że w jej pobliżu taśma mierząca hamowana jest kroplą oliwy, umieszczonej w kawałku rozciętej rurki *B* (rys. 20).



Rys. 20.

Zwykłe mikrokatory typu handlowego posiadają obszar mierniczy od 0,02 mm do 0,4 mm, odczytanie z dokładnością od 0,0002 mm do 0,01 mm, nacisk kowadełka pomiarowego jest równy w przybliżeniu 200 — 300 G, w wypadku specjalnych żądań można mikrokatory zaopatrzyć w sprężyny, dające nacisk kowadełka 0,2 G [1]).

---

1) Opisy pozostałych typów czujników, wymienionych we wstępie będą podane w oddzielnym artykule.

MIARY I WAGI W DAWNEJ POLSCE

Przedruk z Encyklopedii Staropolskiej Zygmunta Glogera, Warszawa, 1902 r.

Chcąc mierzyć, trzeba mieć jaką znajomą wielkość, aby z nią porównywać nieznajomą, i ta się właściwie nazywa miarą. Taką pierwotną miarą dla każdego człowieka jest np.: palec, dłoń, piędź, stopa, krok, sążeń. Na tych podstawach opierały swoje miary wszystkie ludy starożytne, np. Hebrajczycy (Encykl. kościel., t. XIV, str. 267). Również i w mowie naszych prapradziadów lechickich do najdawniejszych należyć muszą takie określenia np. głębokości: po kostki, po kolana, w pas, w pachy, głęboko na chłopa, na dwa lub trzy chłopy. Ręce rozkrzyżowane poziomo dawały „siąg" czyli długość, do której sięgały ich kończyny. Tkanina trzymana za jeden brzeg palcami a drugim brzegiem dociągnięta do środka piersi dawała „łokieć wielki", zaś od palców do pachy — łokieć mały. Później łokieć wielki nazwano „giętym" lub „strzałą", miał bowiem długość strzały od łuku, łokieć zaś mały, przyjęty przez kupców, nazwano „kramnym", a w XVIII w. pozyskał urzędową nazwę „warszawskiego". Obwód głowy dorosłego mężczyzny dawał także długość zbliżoną do łokcia małego. Największa długość rozmaitości pomiędzy końcem palca wielkiego

i serdecznego dała „piędzię". Takich piędzi liczono w łokciu wielkim 4, w małym 3. Szerokość palca wielkiego (w brzuszczu) dała cal, będąc 1/24 częścią łokcia małego. Długość stopy, wynosząca około połowy takiego łokcia, szósta zaś część siąga nazwana została „stopą". Skok człowieka rozpędzonego uważano za maksymalną miarę kroku ludzkiego, większą od „siąga" a równą połowie „laski" czyli pręta i ze stu takich skoków stworzono „staje", „stajanie". Zwykły garnek gliniany do warzenia strawy, zwany w staropolszczyźnie „garncem" stał się miarą nalewną, czyli „garncem piwnym", gar zaś dwa razy większy, używany do przechowywania rzeczy sypkich został garncem podwójnym czyli „zbożnym" tj. zbożowym. Jednem słowem, wszystkie miary, które wystarczyły pierwotnym Lechitom w ich życiu domowym, noszą po dziś dzień nazwy polskie. Wszystkie zaś ściślejsze, które weszły w użycie skutkiem zawiązania stosunków handlowych z kupcami zagranicznymi, wzięto od sąsiadów i tylko spolszczono ich nazwy cudzoziemskie, a do tych należą: *cal, mila, wiertel, łaszt, klofta, tatra, antał, łasa, tuzin, mędel, łut, funt, gwicht, gïry, szalki, centnar, gruntwaga, mórg, sznur, łan*, i inne. Bliższe wiadomości o używanych w Polsce miarach i wagach znajdują się w niniejszej Encyklopedii pod wyrazami: *Antał, Beczka, Centnar, Garniec, Grzywna, Korzec, Łan, Łokieć, Łut, Mila, Mórg, Oko, Pręt, Sążeń, Staje, Sznur* i *Włóka*. Ponieważ pominięte zostały we właściwym porządku alfabetycznym: *funt, huba i kamień*, podajemy więc tutaj o nich co następuje: Funt z łacińskiego wyrazu *pondus* i niemieckiego *Pfund*, wszedł do Polski w średnich wiekach z kupiectwem niemieckim, dzieli się na łutów wrocławskich 32. Gdy w każdym kraju krążyły pieniądze i innych krajów, był niegdyś zwyczaj i w Polsce przy większych sumach przyjmowania pieniędzy na wagę. Ważono więc srebro na „grzywny" czyli półfunty, bo grzywna ważyła łutów wrocławskich 16. W Anglii dawny zwyczaj ważenia szterlingów na funty upamiętnił się do dzisiaj w sposobie liczenia pieniędzy i kapitałów. Funt polski ważył 2 grzywny czyli assów 8,400. Na kamień szło funtów polskich 32. Funt litewski, podług prawa z r. 1766, porównany był z funtem berlińskim, mniejszym o $^1/_3$ od funta wrocławskiego czyli polskiego potwierdzonego w Koronie prawem z r. 1764. *Huba*, z niemieckiego *die Hube*, znaczy włókę o 24 morgach chełmińskich. Koloniści niemieccy, nazywani „holendrami", którzy za czasów saskich licznie do Polski napływali, dostawali zwykle po hubie ziemi. Kamień, jako waga w domowym zastosowaniu, stanowił czwartą część centnara, ważył zatem funtów 25. Atoli w handlu nie używano takich kamieni, tylko 32-funtowych, nazywano je niekiedy „lekkimi" dla odróżnienia od „ciężkich" 50-funtowych. Na centnar kupiecki szło kamieni 32-funtowych 4 lub 5. „Kamieniem" nazywano także ciężarek, będący normalną wagą dukata. W prawodawstwie polskim widzimy z jednej strony bardzo rozumne usiłowanie ujednostajnienia miar i wag w całym państwie, z drugiej właściwą tym prawom liberalną wyrozumiałość na pewne prowincjonalne różnice odwiecznym zwyczajem miejscowym uprawnione. Prawo z r. 1420 powiada: „Miary zboża", sukien i innych rzeczy ziemnych, przez kmiecie do targu wożonych, przez wojewody na każdy rok stanowione być mają". W r. 1511 uchwalono, że „miara z starodawna postawiona, ma być od kupców chowana" którą „gdyby kto utracił, według statutu przez wojewody i starosty karany być ma" *(Vol. leg.* I, f. 376). W r. 1565 postanowiono, „że miary i wagi wszelkie wszędzie jednakie być mają, które wojewodowie po tym sejmie każdy w swoim województwie, uczyniwszy konwokację dygnitarzów i urzędów starościch, i Rady miasta główniejszego, w onemże województwie powinni opowiedzieć i sprawiedliwie wymierzywszy, oneż na zamki główne starostom, i do każdego miasta i miasteczka pod swą cechą oddać, gdzie na ratuszu mają być chowane, darmo każdemu wymierzone i wszędy pod winami w statucie opisanymi używane". R. 1507 waga i łokieć krakowski z poznańskim zostały zrównane, a lwowski i lubelski w swojej mierze zostawiono. R. 1532 miara płocka z poznańską zrównana. R. 1565 przepisany wszystkiej Koronie łokieć krakowski, jako też zalecono, aby w jednem województwie jednakie były miary. R. 1569 województwu Podlaskiemu (na żądanie podlasian przyłączonemu od W. Księstwa Lit. do Korony) nakazano mieć miary takie jako w Warszawie. R. 1616 postanowiono, aby we wszystkich miasteczkach tak królewskich, jako też duchownych i szlacheckich, wszystkie miary w każdem województwie były jednakowe. R. 1613 nastąpiła uchwała co do miar wileńskich i kowieńskich. Nakazano także, aby miary wymierzone i cechowane były żelazem okowane, albo z miedzi urobione, jedne na ratuszu a drugie w grodzie zostawały i potrzebującym dawane były. W latach 1565 i 1633 porównano miary księstwa Oświecimskiego i Zatorskiego z krakowskim. *Ks. Kluk* pisze, że w Polsce „Miary do mierzenia zboża, jeżeli bednarskie, bywają: dębowe, sosnowe, bukowe, jeżeli z jednego kloca dłubane: topolowe, wierzbowe, osowe i olszowe". Mają Polacy dawne przysłowia kupieckie: 1) Lepsza miara niż wiara, 2) Lepiej mierzyć niż wierzyć, 3) Co miara to wiara, 4) I przysłowie mówi stare: wszystko dobre, byle w miarę.

POMYSŁY I WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE

POMIARY ZBIEŻNOŚCI STOŻKÓW WEWNĘTRZNYCH

Jeśli mamy zmierzyć zbieżność stożka wewnętrznego, który posiada dość małe średnice krańcowe, wówczas pomiaru dokonujemy na ogół przy pomocy kulek oraz głębokościomierza. W wypadku zaś, gdy mamy określić zbieżność stożka zwłaszcza „ślepego"o małej długości i dużych średnicach krańcowych, wtedy dla dokonania pomiaru posiłkować się możemy zamocowanym na pionowej kolumience, która jest osadzona w imaku nożowym suportu tokarki, czujnikiem, zaopatrzonym w układ dźwigien, jak to pokazuje rysunek.

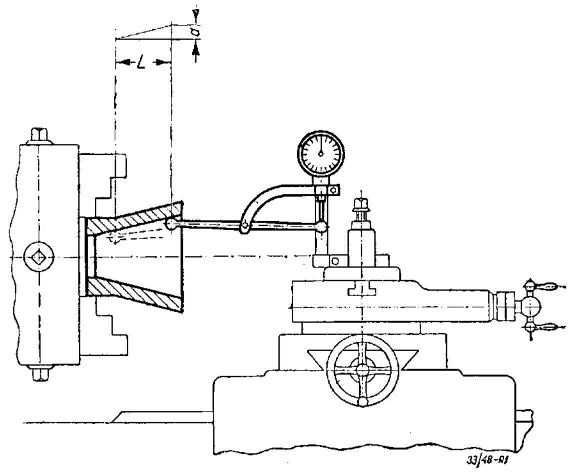
Pomiaru dokonujemy w sposób następujący:

1) Przy pomocy czujnika sprawdzamy czy stożek jest osadzony w uchwycie prawidłowo, a więc czy nie „bije" na większej i mniejszej średnicy.

2) Przesuwamy suport w kierunku przedmiotu (pokazanego na rysunku w przekroju) w ten sposób, aby koniec dźwigni czujnika dotykał stożka w jego najwyższym punkcie w pobliżu krańca. (Pamiętać przy tym należy, aby skasowany był luz w nakrętce śruby pociągowej sanek narzędziowych, które winny być ustawione równolegle do prowadnic łoża tokarki).

3) Tarczę czujnikową oraz pierścień skalowy śruby sanek narzędziowych nastawiamy „na zero".

4) Przesuwamy sanki narzędziowe do drugiego (na rysunku przekropkowanego) krańcowego położenia dźwigni i odczytujemy na tarczy czujnika różnicę promienia stożka, jako wielkość a, a na pierścieniu skalowym sanek wielkość przesunięcia L



5) Dokonujemy obliczeń:

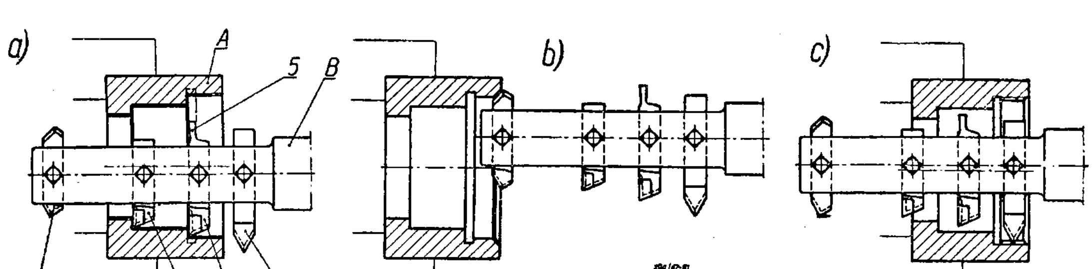
$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{2L} = \frac{a}{L}$$

$$\text{zbieżność } V = \frac{D-d}{L} = \frac{2a}{L},$$

przy czym D i d oznaczają średnice stożka, odpowiadające krańcowym położeniom dźwigni.

H. Ch.

OPRAWKA WIELONOŻOWA DO OBRÓBKI OTWORÓW NA TOKARCE



Celem obróbki zarysów wewnętrznych, przedmiotów wykonywanych seryjnie na tokarce, posiadając zwykły imak jednonożowy, znaczne korzyści można uzyskać przez zastosowanie oprawki wielonożowej, przedstawionej na rysunku.

Podczas obróbki przedmiotu A (rys. a) najpierw obrabiamy trzy wewnętrzne powierzchnie cylindryczne za pomocą noży *1*, *2* i *3*; następnie ostrzem położonym po przeciwnej stronie ostrza *1* wykonujemy ścięcie stożkowe pod gwint (rys. b) oraz 5 podtoczenie za gwintem.

W ostatniej operacji, przedstawionej na rys. *c*, toczymy gwint za pomocą noża *4*.

J. Obtułowicz

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

POSTĘPY W WYROBIE WARSZTATOWYCH NARZĘDZI MIERNICZYCH [1])

Zaopatrzenie Techniczne Armii USA posiada 22 instytucje, które prowadzą badania nad rozwojem sprawdzianów dla celów produkcji wojennej.

W jednej z tych instytucyj wygłosił odczyt *A. H. d'Arcambal (Pratt & Whitney Tool)*, w którym to odczycie stwierdził, że sprawdziany niemieckie z czasu II wojny stały na poziomie sprawdzianów USA z czasu I wojny.

Zwiedzając przemysł niemiecki *d'Arcambal* stwierdził, że przyrządy miernicze z przekładnią mechaniczną i czujnikowe były typem powszechnie stosowanym. W użyciu była również nieznaczna ilość przyrządów mierniczych elektrycznych i bardzo dobrych optycznych; nie stosowano natomiast sprawdzianów pneumatycznych. Sprawdziany szczękowe i pierścieniowe były wykonywane ze stali używanych do wyrobu łożysk kulkowych w przeciwieństwie do sprawdzianów USA, wykonywanych ze stopów spiekanych wolframu itp. Wprawdzie Zakłady *Kruppa* rozpoczęły budowę dużej wytwórni takich sprawdzianów, koniec wojny jednak przerwał tę pracę.

Omawiając rozwój materiałów stosowanych w przeszłości, obecnie i w przyszłości dla wyrobu sprawdzianów przedstawił *d'Arcambal* przejście od stali łatwo obrabialnych, stosowanych do wyrobu sprawdzianów tłoczkowych po przez stale wysoko węglowe, chromowe i szybkotnące do stopów spiekanych wolframu i boronu oraz do szafiru.

Zdaniem jego, materiałami do wyrobu sprawdzianów tłoczkowych będą wkrótce tylko stale chromowe, stopy spiekane boronu oraz szafir. Jako materiały do wyrobu sprawdzianów gwintowych — stale o wysokiej zawartości chromu i stopy spiekane. Te ostatnie wykazują trwałość 40 — 50 razy większą od sprawdzianów chromowych, które z kolei przewyższają kilkakrotnie trwałość sprawdzianów ze stali wysoko chromowych.

Spośród materiałów przyszłości wskazuje *d'Arcambal* na granit, lepsze (niż dotychczas stosowane) szkło, stal o zawartości 2¼% columbium, hartującą się w powietrzu, wreszcie stopy nieżelazne. Próby, wykonane ze sprawdzianami ze szkła obecnie stosowanego, wykazały zbyt niską twardość szkła i jego krótkotrwałość na zużycie.

Omawiając własności wzajemnego przylegania płytek wzorcowych stwierdził *d'Arcambal*, że własność ta w odniesieniu do płytek wzorcowych wykonanych ze stopów spiekanych wolframu jest w takim stopniu wyższą od tejże własności płytek wykonanych z innych materiałów, że trudność w tym wypadku polegała nie na złączeniu płytek, lecz na ich rozłączeniu.

Własność przylegania w kolejności malejącej wykazują: płytki chromowane z płytkami chromowanymi, płytki chromowe z płytkami ze stali, wreszcie płytki stalowe z płytkami stalowymi.

Płytki chromowane trwają 3 — 4-krotnie dłużej, niż płytki ze stali.

W wyrobie płytek ze stopów spiekanych istnieje dążność do wykonywania jednolitych płytek do 12 mm. Powyżej tej wielkości, gdzie współczynnik rozszerzalności stopów spiekanych, o połowę mniejszy od stali, może stać się przyczyną trudności, wykonuje się płytki stalowe o czołach ze stopów spiekanych.

Inni prelegenci, omawiający szybkie sprawdzanie w produkcji masowej, podkreślali konieczność uzależnienia sprawdzania od nieuniknionych objawów zmęczenia, dzięki którym praca nawet wysoko kwalifikowanych kontrolerów staje się niepewną. Dla zobrazowania przytoczyli prelegenci następujące liczby:

W latach 1939 — 45 odebrano około 45 bilionów sztuk amunicji małokalibrowej. Pewna ilość fabryk amunicji utrzymywała przez czas wojny produkcję równą 8 milionów sztuk na 24 godziny. Zakładając 100% odbiór przy 13 czynnościach odbiorczych, całkowite sprawdzenie wymagało wykonania 100 milionów pojedyńczych sprawdzeń dziennie.

W odniesieniu do sprawdzania przy pomocy urządzeń mechanicznych stwierdzono, że dokładność odbioru w tym tempie jest nieosiągalna dla człowieka, bowiem na 100.000 sztuk amunicji mechaniczny sprawdzian przepuścił wszystkiego jedną sztukę wadliwą.

S. S.

[1]) American Machinist, Feb. 27, 1947 „Army-Industry joint Sessions featurs Military Gage Progress".

10 PRZYKAZAŃ DLA WYKONUJĄCYCH POMIARY

1. Poznaj dobrze swoją pracę; nie możesz mieć zaufania do wyników swych pomiarów, jeżeli nie znasz dobrze zasady działania przyrządów mierniczych i właściwego sposobu posługiwania się nimi.
2. Upewnij się, czy masz obowiązującą odbitkę rysunku i instrukcji pomiaru.
3. Sprawdź, czy masz wszystkie potrzebne przyrządy i sprawdziany.
4. Przeczytaj raz jeszcze instrukcję.
5. W razie wątpliwości wykonaj pomiar jeszcze raz.
6. Jeżeli pomiary wykonujesz na płycie, upewnij się, czy położenie jej jest poziome i ustalone.
7. Obchodź się ostrożnie ze wszystkimi sprawdzianami, niezależnie od ich rodzaju i ceny.
8. Nie próbuj nigdy „poprawiać" lub przerabiać sprawdzianów.
9. Sprawdzian, który ci wydano z izby pomiarowej do danej pracy, jest napewno dobry i wyniki pomiarów, które nim wykonałeś, są miarodajne, choćby pomiary innymi sposobami różniły się.
10. Nie unoś się; ktoś inny może mieć właśnie rację.

(Według American Machnist, 2.I.1947)

RZECZY CIEKAWE

„ELEKTRYCZNY MÓZG" ROZWIĄZUJE SKOMPLIKOWANE ZADANIA MATEMATYCZNE

Ostatnie lata przyniosły olbrzymi rozwój nowej dziedziny techniki, która otrzymała nazwę *elektroniki*. Nazwą tą objęto całość zastosowania *lamp elektronowych*, czyli takich, jakie są np. używane w odbiornikach lub nadajnikach radiowych. Lampy te dlatego nazywamy elektronowymi, ponieważ prąd elektryczny przepływa przez nie w postaci strumienia elektronów, przelatujących w wewnętrznej przestrzeni lampy pomiędzy dwiema elektrodami. Umieszczając na drodze strumienia elektronów dodatkowe elektrody w postaci siatek, można w najrozmaitszy sposób oddziaływać na przelatujące elektrony zatrzymując je, przyśpieszając ich ruch lub zawracając je z powrotem. Lampa taka jest niesłychanie czuła i możemy ją w najrozmaitszy sposób wykorzystywać dla sterowania przebiegów w obwodach elektrycznych, dla wzmacniania, osłabiania, lub zatrzymywaniu prądu, do wzbudzania lub wykrywania drgań itd. itd.

Zastąpiła ona szereg dotąd używanych urządzeń, wyłączników, przekaźników, wskaźników i urządzeń pomiarowych i stworzyła możliwości zbudowania mnóstwa zupełnie nowych aparatów i przyrządów.

Jedną z ciekawszych zdobyczy elektroniki jest zbudowanie urządzeń, które prasa określiła sensacyjną nazwą „mózgu elektrycznego", zdolnego do rozwiązywania najtrudniejszych zadań matematycznych. Pragniemy tu wyjaśnić czytelnikom, na czym polega „tajemnica" tych urządzeń, opierając się na opisie jednego z nich w angielskim czasopiśmie naukowo-technicznym „Technical World and Engineering Record" z 7 listopada 1947.

Chodzi tu o urządzenie zbudowane przez firmę „Associated Electrical Industries Ltd Willesden" i przeznaczone dla wykonywania „obliczenia" skomplikowanych sieci lub urządzeń elektrycznych na prąd zmienny. Przeprowadzenie takich obliczeń jest bardzo trudne i zawiłe wobec tego, że w grę wchodzi bardzo wiele czynników zmiennych, a zależności między nimi są skomplikowane pod względem matematycznym.

Otóż pierwsze i najważniejsze wyjaśnienie: urządzenie to zwane „A.C. Network Analiser" — czyli analizator sieci prądu zmiennego wcale nie „oblicza" i zadaniem jego jest umożliwienie stworzenia modelu dowolnie skomplikowanego obwodu elektrycznego i przeprowadzenie doświadczeń. Podczas tego doświadczenia obserwuje się przebieg zjawisk i robi się pomiary tych wielkości, które trzeba „obliczyć". Jest to więc zasadniczo przyrząd mierniczy o niezwykle obszernej skali zastosowań.

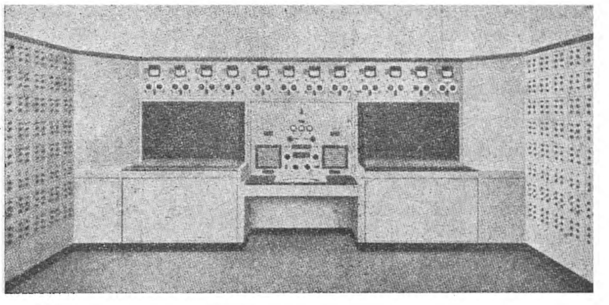
Tok pracy przy posługiwaniu się *analizatorem* jest następujący: 1) ustala się dokładnie teoretyczny schemat obwodu, który ma być badany, np. sieć zasilającą jakiś obszar z uwzględnieniem prądnic, transformatorów, przetwornic, odbiorników itp. lub układ połączeń lokomotywy elektrycznej bądź też innego urządzenia. Ustala się następnie jakie są lub mają być wielkości charakterystyczne poszczególnych odcinków schematu, a więc opory, pojemności, indukcyjność, sprzężenie itp. oraz jakie wielkości mają być „obliczone", np. spadki napięcia, przesunięcia faz, straty mocy itp. Z reguły opracowuje się kilka wariantów takiej sieci.

2) W analizatorze wykonuje się połączenia poszczególnych elementów, jak np. oporniki, jednostki indukcyjne lub pojemnościowe, sieciowe i odbiornikowe, transformatory, wzbudzacze itp. w ten sam sposób jak na teoretycznym schemacie.

3) Dobiera się odpowiednie wielkości tych oporów, indukcyjności, pojemności, napięć, częstotliwości itp. i ustala się skalę modelu i doświadczenia czyli stosunek wszystkich wielkości występujących w modelu do odpowiednich wielkości „w naturze".

4) Uruchamia się całe urządzenie, odczytuje na wskaźnikach interesujące nas wielkości i śledzi ich zmiany w miarę tego, jak są zmieniane poszczególne elementy składowe oraz dobiera się najkorzystniejsze ich wartości.

5) Przelicza się otrzymane wyniki na wielkości, które występować będą „w naturze".



Zastosowanie w analizatorze licznych lamp elektronowych pozwala na łatwe przeprowadzenie doświadczeń i na osiągnięcie bardzo dużych dokładności. Omawiany analizator może być użyty nie tylko jako model dla bezpośredniego badania zjawisk elektrycznych. Bardzo wiele zjawisk z dziedziny mechaniki ma tę samą postać matematyczną, co i zjawiska elektryczne, czyli że są przedstawiane takim samym równaniem różniczkowym czy całką. Wielkości mechaniczne, jak masa, siła, szybkość, przyśpieszenie, odległości mogą być zastąpione w takim wyrażeniu matematycznym odpowiednimi wielkościami elektrycznymi jak indukcyjność, napięcie, natężenie prądu, zmiana natężenia prądu w czasie, pojemność. Można więc zjawisko mechaniczne zastąpić „modelem" elektrycznym i przeprowadzić odpowiednie doświadczenie w analizatorze a wyniki elektryczne „przetłumaczyć" na wyniki mechaniczne. „Obliczenia" takie mogą być zastosowane do zagadnień ze statystyki, jak np. statycznie niewyznaczalne rozkłady sił i naprężeń; do zagadnień z dynamiki, jak np. drgania i krytyczne szybkości obrotów, wałów, dobór właściwego tłumienia drgań szybko wirujących mechanizmów; do zagadnień z akustyki jak np. wybór kształtów i rodzaju pokrycia ścian dla sal widowiskowych; do zagadnień z dziedzin cieplnych, jak np. rozkład przepływu ciepła przez przedmioty o złożonych kształtach.

A. M.

BIBLIOGRAFIA

H. J. Davies „PRECISION WORKSHOP METHODS" 2nd Ed. Format A5, str. X + 324, rys 212. Edmund Arnold & Co, London, 1946.

Wśród licznych technicznych książek, które ukazały się w Anglii w okresie wojny, na uwagę zasługuje niewielka, zwięźle napisana książka *H. J. Daviesa*, wykładowcy Politechniki w Shefield p.t. „Precision Workshop Methods" — „Metody dokładności pracy w warsztacie".

Większość przemysłu maszynowego zastosowała już lub wprowadza metodę produkcji, opartą na zamienności części, co pociąga za sobą wzrost wymagań dokładności obróbki. Równocześnie metoda ta polega na szerokim zastosowaniu automatów i półautomatów oraz obrabiarek wyposażonych w specjalne uchwyty, przyrządy i narzędzia, a obsługiwanych przez mało wykwalifikowanych lub tylko przyuczonych robotników. Cały więc ciężar uzyskania wymaganej dokładności został przerzucony na biura fabrykacyjne, opracowujące przebieg obróbki, na narzędziownie, wykonujące przyrządy i narzędzia oraz na instruktorów i ustawiaczy, odpowiedzialnych za ustawienie przyrządów i narzędzi na obrabiarce, za przygotowanie jej do pracy i za nadzór w toku obróbki.

Zagadnienie dokładności obróbki ujęte jest w omawianej książce z tego właśnie punktu widzenia. W treści książki wyodrębnić można dwa działy: a) opis praktycznych metod uzyskania dokładności wykonania, b) omówienie zagadnień ogólnych.

W pierwszej części autor ogranicza się do przedstawienia samej metody postępowania i potrzebnych do tego urządzeń pomocniczych bez wyciągania wniosków i pozostawiając ich wysnucie czytelnikowi, stosownie do zagadnień, jakie ma do rozwiązania w swej praktyce.

Ogólne zagadnienia ograniczają się przede wszystkim do omówienia zasady układu tolerancyj i pasowań z punktu widzenia potrzeby i możliwości warsztatu, oraz ich opłacalności i wpływu na sposób obróbki, montaż, oraz gospodarkę częściami zamiennymi. Uzupełnione to jest omówieniem związku tolerancyj wykonawczych z dokładnościami przyrządów, narzędzi i sprawdzianów oraz z dokładnością powierzchni. Łączy się z tym również wyczerpujące, choć zwięzłe, omówienie obrabialności materiału, jako czynnika decydującego o osiągnięciu wymaganej gładkości, oraz zjawisk występujących przy obróbce, jak np. ugięcie obrabianego przedmiotu lub narzędzia, drganie itp., które powodują odstępstwa od wymaganych wymiarów i kształtów obrabianego przedmiotu.

Dział praktyczny zaczyna się od opisu metod trasowania oraz zamocowania przedmiotu na obrabiarce. Dalsze rozdziały obejmują wykonanie dokładnych przyrządów, narzędzi i sprawdzianów oraz posługiwanie się dokładnymi narzędziami pomiarowymi.

Następnie autor omawia zasady ustalania położenia i zamocowania obrabianego przedmiotu w uchwycie oraz zasady dokładnego osadzania uchwytów, przyrządów i narzędzi na obrabiarce.

Dalsze rozdziały poświęcone są metodom obróbki, a więc obróbce kilku powierzchni przedmiotu, których wzajemne położenie musi być zachowane z dużą dokładnością, nacinaniu i szlifowaniu gwintów, obróbce kształtowych powierzchni i wzorcarstwu, obróbce kół zębatych i ich pomiarom, szlifowaniu i docieraniu, sprawdzaniu dokładności obrabiarek, oraz metodom pomiarów warsztatowych.

Książka „Precision Workshop Methods" ujmuje w zwartej formie bardzo szeroki zakres zagadnień i zawiera liczne praktyczne wskazówki; stanowi ona cenny materiał inforamcyjny nie tylko dla zainteresowanych zamienną produkcją, ale i dla tych, którzy stoją wobec zagadnień wykonywania pojedyńczych przyrządów i maszyn. *A. M.*

SURVEY OF THE BRITISH SCIENTIFIC INSTRUMENT INDUSTRY, „THE TIMES", London, October 1947, 1 sh.

Widmo kryzysu gospodarczego w W. Brytanii i zwiększające się uzależnianie od Stanów Zjednoczonych A.P., skierowały wysiłki jej rządu i społeczeństwa ku wzmożeniu eksportu, tak aby tą drogą zdobyć potrzebne jej towary bez dalszego uszczuplania topniejących rezerw dewizowych. Z artykułów eksportowych słusznie zwrócono uwagę na te, które są wytworem wysiłku umysłowego, wynalazczości i postępu technicznego, a których wartość jest wielokrotnie większa od wartości zawartych w nim surowców. Do takich artykułów należą maszyny, a przede wszystkim wszelkie narzędzia precyzyjne, których coraz większą ilość i rozmaitość potrzebuje współczesna nauka, technika, przemysł i handel, obrona narodowa, medycyna i inne dziedziny wiedzy stosowanej.

Objawem usiłowań W.Brytanii wzmożenia produkcji w dziedzinie wyrobu narzędzi precyzyjnych, a może raczej wykorzystania rozwoju osiągniętego podczas wojny — jest wydawnictwo p.t. „Przegląd brytyjskiego przemysłu instrumentów precyzyjnych", opublikowane przy współudziale Związku Przemysłowców Instrumentów Naukowych Wielkiej Brytanii (Scientific Instrument Manufactures' Association of Great Britain Limited, 26, Russel Square, London, W.C.2).

Na 48 stronach, w 34 artykułach ilustrowanych 120 fotografiami i wykresami, mamy tu obraz obecnego stanu tej gałęzi przemysłu W.Brytanii, wytwarzanych produktów, ich zasadniczych właściwości i możliwości zastosowań. Jednocześnie wydawnictwo to, dzięki licznym ogłoszeniom, jest cennym zbiorem adresów i informacyj o poszczególnych firmach.

Zasięg i znaczenie produkcji tego przemysłu są widoczne już z samego spisu artykułów technicznych powyższego wydawnictwa, który poniżej podajemy.

A. J. Philpot Obecny stan brytyjskiego przemysłu instrumentów precyzyjnych.

W. G. Ardley Droga do wzrostu produkcji. Zastosowanie instrumentów do przemysłu.

E. Appleton Badanie i eskperyment. Naukowiec i jego narzędzia.

M. B. Donald Automatyczna kontrola w fabryce. Jak może być usunięte marnotrawstwo i straty czasu.

A. Porter Instrumenty matematyczne rozwiązujące zagadnienia przemysłowe.

B. P. Dudding Kontrola jakości w toku produkcji.

F. H. Rolt Dokładne mierzenie w technice.

E. W. Taylor Tendencje w projektowaniu mikroskopów.
W. E. Hardy Soczewki okularowe.
W. M. Hampton Szkło optyczne.
L. Walden Nowoczesne laboratorium i jego wyposażenie.
A. C. Menzies Precyzyjne instrumenty optyczne.
— Instrumentacja w przemyśle.
G. M. Sisson Teleskopy astronomiczne.
— Instrumenty naukowe w medycynie.
J. S. Sheppard Geodezja i wykonywanie map.
A. A. Fitch Wyposażenie w przyrządy geofizyczne.
— Instrumenty morskie dawne i nowe.
I. Bowen Pomoce lotnicze. Instrumenty do badań i nawigacji.
— Postępy w radarze. Niezwykłe nowe instrumenty do specjalnych celów.
A. J. Maddock Brytyjski postęp w elektronice.
E. L. Hawke Nowe postępy w meteorologii.
P. W. Harris Aparaty i wyposażenie fotograficzne.
J. F. Bunting Nowe udoskonalenia w kinematograficznych aparatach projekcyjnych.
I. B. N. Evans Kilka przykładów zaufania ludzkości do instrumentów.
R. Stone Naukowe instrumenty w kształceniu. Nowoczesne laboratorium szkolne i jego wyposażenie.
W. J. Wiltshire Badania nie niszczące przedmiotów. Szereg brytyjskich aparatów do wykrywania skaz.
H. R. Lang Literatura o brytyjskich instrumentach naukowych.
J. Beresford-Ewans Projektowanie kształtów w instrumentach. Połączenie wyglądu z celowością wykonania.

Wydawnictwo „Times" znajduje się na pograniczu reklamowego katalogu i naukowej publikacji. Można w nim znaleźć wiele danych interesujących zarówno badacza, jak inżyniera i technika przemysłowego, pedagoga i in. Wydawnictwo to powinno stanowić godny naśladownictwa wzór dla naszych przemysłów, eksportujących swe wyroby.

J. O.

J. H. Wolff Sc. D. i E. R. Phelps, Ph. D. „PRACTICAL SHOP MATHEMATICS", Tom I i II str. 349 i 318, wyd. II, Mc Graw & Hill, New York 1939, 8-my nakład.

Książka ta jest podręcznikiem matematyki stosowanej z zakresu konstrukcji, wyrobu i kontroli narzędzi tnących, przyrządów do gięcia i wycinania, sprawdzianów, kół zębatych i śrub pociągowych, Niezależnie od charakteru podręcznika, książka ta ma również charakter użytkowy, bezcenny dla codziennej praktyki konstruktora i warsztatowca.

Założenie podręcznika jest bardzo szerokie. Głównym jego przeznaczeniem jest użycie jej w szkole fabrycznej *Forda,* Autorzy zaznaczają jednak we wstępie, że w układzie książki uwzględnili możliwość jej używania w liceach zawodowych i szkołach dokształcających wyższych poziomów.

Układ podręcznika, dobór przykładów i sposób ujęcia zagadnień stawiają na pierwszym planie praktyczne zastosowanie i stanowią przeciwieństwo oderwanej formalistyki nauczania geometrii i trygonometrii. Na podstawie własnej kilkunastoletniej praktyki nauczycielskiej i warsztatowej, oraz na podstawie uwag, pochodzących od nauczycieli i przemysłu, dochodzą Autorzy przez kilkuletnie ulepszanie metod objaśnienia zagadnień i doboru przykładów do wniosków, które kierowały układem treści tej książki, a mianowicie:

1. Używanie dużej ilości przykładów, łączących zagadnienia geometrii i trygonometrii we wspólne zadania. Rozwiązywanie takich przykładów, zdaniem Autorów, daje większe korzyści dla nabrania samodzielności i praktycznej wprawy w rozwiązywaniu zagadnień, niżby dało wysłuchanie kursu geometrii i trygonometrii w klasycznym układzie, który kładzie nacisk na przeprowadzanie formalnych dowodów słuszności twierdzeń geometrycznych.
2. W myśl poprzedniego, zredukowano w tym podręczniku przeprowadzanie dowodów twierdzeń do 5-ciu najważniejszych tylko w tym celu, by zaznajomić ucznia ze sposobem rozumowania w dowodach. Reszta kursu jest oparta na przykładach pochodzących z praktyki warsztatowej.

Dzięki tym założeniom, ilość ćwiczeń i przykładów wynosi w I tomie ponad 320, zaś w II t. ponad 250. Około 1/3 objętości książki stanowi tekst, reszta zaś, przykłady i tablice.

Każdy tom stanowi zamkniętą w sobie całość. Pierwszy tom zawiera zagadnienia na płaszczyźnie, drugi — zagadnienia w przestrzeni.

Na treść I tomu składają się — ułamki, zasady algebry, wraz z równaniami 2-go stopnia, zasady geometrii, zasady trygonometrii wraz ze sposobami rozwiązywania trójkątów ukośnokątnych i zasadą interpolacji tablic trygonometrycznych. Przykłady obejmują zagadnienia z konstrukcji i wyrobu narzędzi tnących. wykrojów, wzorników, krzywek płaskich, sprawdzianów i wieloklinów.

W skład II tomu wchodzą — geometria i trygonometria przestrzenna przy czym podstawowe zależności są objaśnione na przykładzie ostrosłupa, a nie jak zwykle wycinka kuli, obliczenie kątów przestrzennych ze szczególnym zastosowaniem przykładów użycia stołu pochylnego o pojedyńczym i podwójnym skręcie, gwinty i ich pomiar, koła zębate czołowe i stożkowe, geometria ewolwenty, pomiary zębów kół czołowych i położenia wzajemnego osi kół stożkowych, koła śrubowe i ślimaki układy planetarne kół, stosunki przeniesienia kołami zębatymi i śrubą pociągową. Ułamki ciągłe w zastosowaniu do podzielnicy uniwersalnej. Przykłady dobrane z tych samych dziedzin, co w tomie I, obejmują m. in. pomiary przestrzenne przez wałeczki i kulki wzorcowe, deformacje profilu spowodowane kątem natarcia narzędzia, obliczenie zależności uzębienia czołowego frezów, i w. in.

Dla praktyka narzędziowca książka ta stanowi bezcenny zbiór metod i rozwiązań. Zważywszy jej zalety dla celów nauczania i dla praktyki, przekład tej książki wydaje się być nader pożądanym.

S. S.

Inż.-mech. Roman Sypniewski „ZARYS WIADOMOŚCI O METALACH I STOPACH PRZEMYSŁO-

WYCH" Format A5, stron XVI + 280, 93 rys. i XLIII tabl. Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP. Warszawa, 1947.

W części pierwszej p.t. „Ogólne własności metali i stopów" omówiono własności fizyczne, mechaniczne, technologiczne i chemiczne metali oraz stopów. W szczególności dokładnie zostały opisane badania mechaniczne i technologiczne, z uwzględnieniem wszystkich ważniejszych metod, stosowanych w praktyce. W ustępie o budowie wewnętrznej omówiono krystalizację czystych metali i stopów; pominięto niestety tak ważny wypadek powstawania budowy perytektycznej.

W części drugiej p.t. „Nadawanie metalom szczególnych własności" omówił autor własności stopów oraz wpływ obróbki plastycznej i cieplnej na własności metali. Obróbka plastyczna została potraktowana zbyt pobieżnie, w stosunku do znaczenia, jakie obecnie posiada. Rozwinięcie tego rozdziału w następnym wydaniu byłoby bardzo wskazane.

Część trzecia opisuje wytwarzanie żelaza i stali, oraz metali półszlachetnych. Szkoda, że poza wykresem topliwości żelazo - węgiel nie podano analogicznych wykresów, odnoszących się do innych stopów.

Książka *inż. Sypniewskiego* odznacza się logicznym układem treści, co nie zawsze wpływa dodatnio na wartość dydaktyczną książki i jej przejrzystość.

Ze względu na przystępne i ciekawe ujęcie tematu, książkę tę można zaliczyć do lepszych podręczników szkolnych; bogaty materiał liczbowy, zawarty w tabelach, oraz szereg cennych uwag praktycznych przeznacza ją również do użytku w warsztacie.

W następnym wydaniu należałoby zaktualizować niektóre tabele oraz podać źródła, skąd zostały zaczerpnięte i podać choć kilka charakterystycznych zdjęć mikrofotograficznych. Układ graficzny i szata zewnętrzna książki zasługuje na uznanie.

Inż. T. Pełczyński.

PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN

Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP ukazała się książka:

Prof. dr inż. Wacław Moszyński „PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN NA TLE MIĘDZYNARODOWEGO UKŁADU TOLERANCYJ ŚREDNIC".

Książka ta, będąca drugim, poprawionym i rozszerzonym wydaniem pracy tegoż Autora p. t. „Pasowania w przemyśle" z roku 1929, ma na celu zaznajomienie czytelników z zagadnieniem pasowań na tle Międzynarodowego Układu Tolerancyj Średnic. Poza tym zawiera ona szereg wskazówek praktycznych, związanych z wprowadzeniem układu pasowań do praktyki konstrukcyjnej.

Powtórne jej wydanie wypełni dotkliwą lukę, wywołaną całkowitym wyczerpaniem zarówno wydania pierwszego, jak i obszerniejszej pracy tegoż Autora p. t. „Zasady pasowań" z 1934 r.

Wyrażamy przeświadczenie, iż książka ta, opracowana przez *prof. Moszyńskiego*, wybitnego znawcę i protagonistę tego zagadnienia na terenie polskim, a zarazem współtwórcę Polskiego Układu Pasowań, będzie przedmiotem żywego zainteresowania nietylko kostruktorów, lecz również i warsztatowców. Ukazanie się jej wywrze dodatni wpływ na usprawnienie działalności biur konstrukcyjnych, opierających się na młodym narybku konstruktorskim. Ze względu na przystępne ujęcie tematu, książka ta odda poważne usługi w szkołach technicznych kierunku mechanicznego, przy nauce elementów maszyn i wszystkich przedmiotów konstrukcyjnych.

Cena książki o objętości 128 stron formatu A5, zaopatrzonej w 44 rysunki i 6 tablic zawierających przykłady pasowań z różnych dziedzin konstrukcji, wyniesie zł 440, .

Cena ulgowa dla członków SIMP oraz dla młodzieży szkolnej, przy zgłoszeniach zbiorowych co najmniej 10 egzemplarzy, dokonywanych za pośrednictwem Koleżeńskich Kół Samopomocowych lub Dyrekcyj Szkół, wynosi zł 400.

Zgłoszenia należy kierować do Administracji Wydawnictw Książkowych Instytutu Wydawniczego SIMP, Warszawa, ul. Mickiewicza 18, wpłacając równocześnie należność na konto PKO I-4655, z zaznaczeniem tytułu wpłaty.

CZASOPISMA NADESŁANE

„BEZPIECZEŃSTWO I HIGIENA PRACY" ogłasza w zeszycie 6/47 artykuły: *dr R. Szreter* „Wpływ pozycji rąk w czasie pracy na przemianę materii", *inż. A. Mazurkiewicz* „Hałas a wydajność pracy". W „Dziale Instrukcyjnym" znajdujemy „Oświetlenie naturalne", „Zagadnienie zatrucia tlenkiem węgla", „Nie zakładać pasów w czasie ruchu" oraz „Stół warsztatowy do robót ślusarskich".

„CZASOPISMO TECHNICZNE". W zeszycie 9—10/47 znajdujemy: *prof. dr inż. A. Langrod* „O hipotezach wytężenia", *dr inż. Witold Nowacki* „Drgania poprzeczne i wyboczenie układu ramowego jako problem łączny" *inż. Roman Calikowski* „Przyrządy pomiarowe".

Nr 9/47 czasopisma „HUTNIK" zawiera m. in.: *inż. Gabriel Kniaginin* „O właściwej konstrukcji odlewów stalowych", *inż. Witold Żółkowski* „Kontrola biegu wielkiego pieca i jego wytworów", *inż. Maciej Radwan* „Nowoczesne laboratorium radiograficzne", *prof. dr inż. Zygmunt Jasiewicz* „Niemiecki projekt stworzenia przemysłu aluminiowego na Górnym Śląsku" oraz Nowości z Dziedziny Hutnictwa: „Wielkie piece, stalownictwo, odlewnictwo, metale kolorowe, metalografia: własności i próby, ceramika metali".

W zeszytach 10 i 11/47 znajdujemy: *prof. dr inż. A. Krupkowski* i *inż. W. Truszowski* „Niskotopliwe spoiwa bezcynowe", *Eugeniusz Czechowicz* „Zagadnienie złomu w przemyśle hutniczym", *inż. Aleksander Groza* i *inż. Zygmunt Wusatowski* „Rola wyprzedzania i opóźniania w procesie walcowania", *inż. Stanisław Maj* i *inż. Zygmunt Wusatowski* „Walce półtwarde i utwardzone", oraz *inż. Zbigniew Jaglarz* i *inż. Adam Ackermann* „Praca walcowni badana chronometrażem wg systemu *Bedeaux*".

„INŻYNIERIA I BUDOWNICTWO" Nr 9—10/47 poświęcony jest zagadnieniu budowy lotnisk: *inż. S. Guzek* „Zasady nowoczesnego projektowania lotnisk", *prof. dr inż. Tomasz Kluz* „Hangary lotnicze", *inż. mjr. Stefan Gajewski* „O lotniskach śródmiejskich", *inż. Stanisław Sławiński* „Odbudowa hangaru o konstrukcji stalowej". W przeglądzie prasy znajdujemy: „Hangarwarsztat", „Port lotniczy w Londynie", „Port lotniczy w Lizbonie", „Miasto a lotnisko", „Pływające pasy startowe", „Radar".

„PRZEGLĄD BUDOWLANY" zeszyty 10—11/47 i 12/47 zawierają m. in.: *Juliusz Goryński* „Zagadnienie budownictwa Ziem Odzyskanych", *Adam Krzyszkowski* „Wyposażenie instalacyjne mieszkań w Stanach Zjednoczonych Am. Półn.", *Mieczysław Krajewski* „Synchronizacja pracy koparek i środków transportowych", *Jan S. Pągowski* „Sztuka młota i kowadła".

„PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY". W Nr 9—10/47 ogłoszone są m. in. artykuły: *inż. Tadeusz Klarner* „Obliczanie strat przy rozdziale energii elektrycznej", *prof. Stanisław Konczykowski* „Zwis przy zerwaniu przewodu, zawieszonego na izolatorach wiszących", *inż. Jan Podoski* „Obliczanie silnika elektrobusów sieciowych" oraz *inż. Józef Domanus* „Przemysł rentgenowski w krajach anglosaskich".

Wzeszytach 11 i 12/47 „PRZEGLĄDU GÓRNICZEGO" znajduje się m. in.: *prof. dr inż. Karol Bohdanowicz* „Magnez", *dr Witold Załachowski* „Graficzna metoda oznaczania granic zapłonu gazów pożarowych", *inż. Władysław Żukowski* „Kruszce cynku i ołowiu", *dr inż. Józef Dubois* „Praktyczne badania mas ogniotrwałych służących do naprawy ścian komór pieców koksowniczych".

„PRZEGLĄD KOMUNIKACYJNY" Nr 9—10/47 zawiera m. in. artykuły: *inż. Karol Olgierd Jurasz* „Kilka uwag o obecnej i przyszłej gospodarce taborowej w kolejnictwie Stanów Zjednoczonych", *inż. Gracjan Wasilewski* i *inż. Józef Fijałkowski* „Tendencje w budowie parowozów amerykańskich oraz opis parowozów 1 — 5 — 0, zakupionych w Ameryce dla potrzeb PKP".

W zeszycie 11/47 znajdujemy artykuły: *inż. Józef Fijałkowski* „Parowozy znormalizowane dla PKP", *prof. dr inż. A. Langrod* „Stawidło *Backera*", *inż. Aleksander Krzemieniecki* „Sposób trakcji w Ameryce".

„PRZEGLĄD MECHANICZNY" ogłasza w zeszycie 7—9/47 następujące artykuły: *inż. Z. Keh* „Współczesne tendencje w budowie kotłów wodnorurkowych", *inż. J. Dyduszyński* „Nowoczesne turbiny gazowe", *inż. Z. Wendorf* i *inż. B. Ciszewski* „Płomieniowe hartowanie powierzchniowe", *inż. Zdzisław Rytel* „Organizacja biur konstrukcyjnych", *W. C. Devereux F. R. Ae. S.* „Perspektywy rozwojowe odlewnictwa lekkich stopów", *prof. inż. K. Gierdziejewski* „Urządzenia do zasilania żeliwiaków powietrzem", *prof. dr inż. M. T. Huber* „Mechanika ciał stałych czyli stereomechanika techniczna", *L. Miszczuk* „Biuro fabrykacji dla zakładów i fabryk przemysłu metalowego". W „Przeglądzie Czasopism Technicznych" znajdujemy: „Chłodziwa do skrawania metali", „Stale konstrukcyjne stosowanie w przewodach parowych o wysokim ciśnieniu", „Nowy napęd pojazdów", „Ciężki stop", „Elektryczne przebijanie otworów w matrycach diamentowych".

„PRZEGLĄD ORGANIZACJI" zeszyty 10, 11 i 12/47 przynoszą m. in. artykuły: *Zbigniew Nowicki* „Nowoczesny system rozliczeniowy a organizacja wydziału kosztów własnych", *inż. Zbigniew Lutosławski* „Skuteczność premii produkcyjnej w Zakładach Samochodowych *Kaiser-Frazer*", *Juliusz Gutowski* „Wykres *Gantta* jako instrument kierownika zakładu w walce z przestojami", *inż. Zygmunt Puławski* „Nowe drogi techniki bezpieczeństwa".

„PRZEGLĄD SAMOCHODOWY" Nr 7—8/47 i 9/47 zawierają m. in. artykuły: *inż. mjr J. Kempiński* „Silnik samochodowy z chłodzeniem powietrznym", *inż. N. Jankowski* „Podwozia ciągników rolniczych", *mgr inż. A. Rummel* „Oddział doświadczalny fabryki URSUS", *inż. W. Siekierski* „6 i 12-woltowe instalacje na samochodach", *prof. J. Front* „Konserwacja taboru samochodowego", *kpt. M. Potriesow* „Samochody specjalne dla lotnictwa", *kpt. Z. Mycielski* „Technika lakierowania samochodów", *inż. mjr L. Minc* „Magazynowanie i konserwacja silników".

W zeszytach 21 i 22/47 „PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO" znajdujemy artykuły: *inż. Z. Maślankówna* „Zastosowanie aluminium w zakładach chemicznych", *inż. W. Jaworski* „Silnik turbo-spalinowy", *A. H. Bent* „Samoczynne napawanie kołków śrubowych", *inż. E. Bryjak* „Złącza metali ze szkłem".

„TECHNIKA MORZA I WYBRZEŻA" Nr 11—12.

Wychodzący pod tym tytułem od roku miesięcznik, poświęcony jest zagadnieniom techniki morza i wybrzeża, a w szczególności budowie portów. Morskie Stowarzyszenie Techniczne w Gdańsku zdołało zebrać grono poważnych fachowców, tworzących Komitet Redakcyjny czasopisma, i pokonać poważne trudności finansowe, hamujące rozwój czasopisma i utrudniające jego regularne ukazywanie się.

Zeszyt specjalny 11—12/47 otwiera drugi rok wydawniczy; jest on poważnym i wszechstronnym informatorem o polskich portach i pracach, związanych z ich odbudową i rozwojem.

Obok szczegółowych opisów portów w Gdańsku, Gdyni i Szczecinie, znajdujemy po raz pierwszy w naszej prasie opis i charakterystykę wszystkich mniejszych portów wraz z ich planami. Analiza przewidywanych obrotów w portach świadczy o słuszności założeń ekonomicznych na jakich opierają się nasze poczynania na Wybrzeżu. Życie portów związane jest ściśle z takimi zagadnieniami jak: budownictwo okrętowe, drogi wodne śródlądowe, urządzenia przeładunkowe itp. Szereg artykułów zeszytu specjalnego „Techniki Morza i Wybrzeża" omawia te sprawy. Zeszyt ten powinien znaleźć się w ręku wszystkich techników, interesujących się zagadnieniem naszego morza.

„WIADOMOŚCI RYNKU METALOWEGO". W zeszytach 9 i 10—11/47 znajdujemy m. in. artykuły: *inż. Raczyński* „Perspektywy zbytu maszyn i narzędzi rolniczych", *Antoni Herbich* „Problem stali", *inż. Jerzy Sawiczewski* „Reorganizacja przemysłu motoryzacyjnego", *inż. S. Kazimierowicz* „Nowe wzory szyn ciężkiego typu", *inż. M. Skoczkowski* „Rynki samochodowe".

„WIADOMOŚCI PKN" zeszyt 3/47 przynosi m. in.: *prof. inż. K. Wesołowski, inż. S. Jabłoński* i *inż. R. Sypniewski* „Czas ustalić pojęcia w obróbce cieplnej", *inż. A. T. Troskolański* „Standard", *inż. Stanisław Kunstetter* „Uwagi o normach noży tokarskich". W dziale „Projekty norm" znajdujemy: „Średnice normalne wałków i otworów oraz długościowe wymiary normalne", „Zbieżności i pochylenia normalne", „Noże tokarskie", „Warunki techniczne pojazdów mechanicznych", „Wyposażenie pojazdów mechanicznych" oraz „Końcówki samochodowych przewodów elektrycznych".

NOWY CENNIK WYDAWNICTW KSIĄŻKOWYCH INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

Z dniem 1 marca b. r. obowiązuje następujący cennik wydawnictw książkowych Instytutu Wydawniczego *SIMP:*

I 1. *Inż.-mech. Kazimierz Ochęduszko* KOŁA ZĘBATE W PRZYSTĘPNYM ZARYSIE. Tom I. Konstrukcja. Format A5, stron XVI + 216, rysunków 123, tablic 24.

Cena książki na papierze drzewnym zł. 640,—
Cena książki na papierze bezdrzewnym zł. 800,—

I 5. *Prof. dr inż. Wacław Moszyński* PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN NA TLE MIĘDZYNARODOWEGO UKŁADU TOLERANCYJ ŚREDNIC Format A5, stron XVI + 128 zł. 440,—

II 1. *Prof. inż. Michał Broszko* PODSTAWY HYDROMECHANIKI RACJONALNEJ Format A4, stron 32. zł. 160,—

III 1. *Inż.-mech. Roman Sypniewski* ZARYS WIADOMOŚCI O METALACH I STOPACH PRZEMYSŁOWYCH Format A5, stron XVI + 280, rysunków 93, tablic 43.

Cena książki na papierze żeberkowym zł. 640,—

Cena książki na papierze bezdrzewnym zł. 800,—

III 2. *Tadeusz Dobrzański* RYSUNEK TECHNICZNY Podręcznik dla skół przemysłowych grupy metalowej zł. 500,—

IV 1. *Dr inż. Zygmunt Zbichorski* KALKULACJA ROBÓT FREZARSKICH Format A5, stron 80. zł. 200,—

IV 2. *Inż.-mech. Marian Wakalski* SKRAWANIE NARZĘDZIAMI ZE STOPÓW SPIEKANYCH Format A5, stron XIV + 128, rysunków 127, tablic 28. zł. 400,—

V 1. PORADNIK TECHNICZNY MECHANIK Tom I. Ukazuje się w zeszytach o objętości od 80 do 96 stron. Cena zeszytu w prenumeracie normalnej zł 300,—, w prenumeracie ulgowej zł 250,— Cena sprzedażna zeszytu zł 400,— Ukazały się trzy pierwsze zeszyty, obejmujące matematykę. Dalsze zeszyty będą wychodziły w odstępach miesięcznych. Zgłoszenia prenumeraty przyjmuje się do dnia 30 kwietnia b. r.

POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

Ceny pojedyńczych zeszytów o objętości od 12 do 16 stron zł 100,—

Zamówienia na książki przyjmuje Administracja Wydawnictw Książkowych Instytutu Wydawniczego SIMP.

KRONIKA

WALNY ZJAZD DELEGATÓW NOT

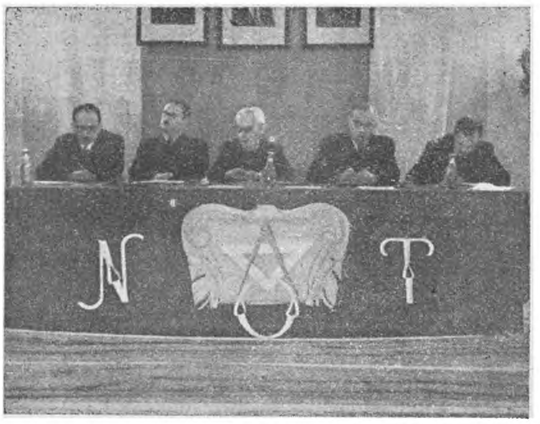
Po zniszczeniach minionej wojny polska gospodarka narodowa znajduje się w stadium odbudowy. Odbudowa ta dzięki opracowaniu Trzyletniego Planu, dzięki uruchomieniu ogromnych funduszów państwowych, oraz dzięki powszechnemu niezwykłemu wysiłkowi całego społeczeństwa znajduje się w stanie szybkiej realizacji, budząc podziw całego świata.

Oto mamy do zanotowania nowy radosny fakt:

W zniszczonej Stolicy, dnia 12 grudnia ub. r., w obecności licznie zebranych *Delegatów I Walnego Zjazdu NOT,* oraz zaproszonych gości, Minister Odbudowy *inż. M. Kaczorowski,* dokonał otwarcia i przekazał Prezesowi *NOT inż. B. Rumińskiemu* odbudowany *Dom Technika.*

Po tej uroczystości rozpoczęły się Obrady Zjazdu, które zagaił *dyr. inż. I. Brach,* proponując na przewodniczącego obrad *inż. K. Straszewskiego,* wiceprezesa *SEP* oraz do Prezydium inż. inż. *L. Uzarowicza, T. Kubiczka, A. Kleibera* i *J. Skrzekota.* Kandydatury te przyjęto przez aklamację.

Po ukonstytuowaniu Prezydium zabiera głos wiceminister *Z. Balicki,* który w imieniu Rządu wita Zjazd, podkreślając ogromną ważność zadań jakie ma do spełnienia Naczelna Organizacja Techniczna, jako reprezentantka polskiego świata technicznego, jako współtwórczyni i współrealizatorka Planu Odbudowy.



Prezydium Zjazdu.

Z kolei w imieniu Nauki Polskiej wygłasza przemówienie rektor Politechniki Warszawskiej *Prof. E. Warchałowski,* mówiąc o upowszechnieniu nauki i jej służbie dla Narodu o rozwoju szkolnictwa zawodowego technicznego, o nowych możliwościach zdobywania najwyższych stopni naukowych przez kształcących się rzemieślników i o zadaniu *NOT* patronowania tym wysiłkom oraz krzewieniu zamiłowania do nauki.

Przedstawiciel techników czeskich *inż. J. Brazdil* wyraził gorące życzenie, aby wzajemna współpraca między czeskimi a polskimi organizacjami technicznymi zacieśniała się coraz bardziej.

Po tych przemówieniach, Prezes *NOT* viceminister *inż. B. Rumiński* wygłosił referat programowy p. t. *„NOT w obliczu nowych zadań".* Oto wyjątki tego ciekawego przemówienia: *„NOT* stanowi nowe stowarzyszenie i nową jednolitą organizację, skupiającą prawie wszystkich inżynierów i techników. Organizacja ta w swej koncepcji i zasadach wyprzedza znacznie podobne organizacje innych krajów. Ma charakter demokratyczny, przystosowany do nowych warunków społecznych w Polsce.

„Naczelnej Organizacji Technicznej przypadło w udziale to szczęście, że potrafiła skonsolidować siły demokratyczne polskiego świata technicznego, zdolne



Prezes NOT, V-Minister inż. B. Rumiński, przemawia.

do uruchomienia stowarzyszeń technicznych na nowych podstawach. Polska inteligencja techniczna, biorąc bezpośredni udział w procesach wytwarzania, współpracując ramię przy ramieniu z rzemieślnikiem, oceniła pozytywnie walkę, cele i rolę, jaką do spełnienia ma klasa robotnicza. W oparciu o te przesłanki wytworzyło się braterstwo organizacyjne, wyrazem którego jest *NOT.*

„Budujemy nowe życie na ruinach. Dlatego też mniej niż inni krępujemy się w doborze nowych form gospodarki, swobodniej niż inni dostosowujemy je do istniejących potrzeb. Budujemy nowy model gospodarczy, który umożliwia wciągnięcie do procesu produkcyjnego wszystkich zdolnych do pracy, dając wzamian wszystkim nowy, lepszy byt. Inteligencja techniczna rozumie ten nowy ład i oddaje całkowicie swe siły dla odbudowy kraju. Inżynierowie pierwsi przygotowali i realizowali odcinkowe plany techniczne, dziś opracowują plany na długą metę. Inżynier staje się obok robotnika głównym motorem odbudowy, staje się twórcą



Uczestnicy Zjazdu.

nowoczesnego rozwoju gospodarczego Polski. Dlatego też stowarzyszenia techniczne muszą wyjść z ciasnego kręgu swych zainteresowań technicznych na szerokie pole państwowych zagadnień techniczno - ekonomicznych. Zagadnienia techniczne winny obchodzić inżynierów nie tylko od strony teoretycznej, ale również od strony zmian w technice wytwarzania, nowych metod pracy i nowego ustroju gospodarczego.

„Nowy układ stosunków polityczno - społecznych stwarza dogodne możliwości opracowania ogólnopaństwowego planu technicznego. To ciężkie zadanie spoczywa na polskich inżynierach. Oni rozumieją, że tylko w atmosferze współpracy i wzajemnego zaufania robotnika, mistrza, technika i inżyniera powstać może wielkie dzieło.

„*NOT* jest organizatorem tego współdziałania przedstawicieli wszystkich stopni zawodowych. Popiera nową ustawę o tytule inżyniera, która umożliwia zdobycie tytułu inżyniera technikom i tym wszystkim, którzy zdolnościami, doświadczeniem i kwalifikacjami dorośli do tego awansu.

„*NOT* oraz wszystkie stowarzyszenia techniczne muszą mocno i szczerze stawiać sprawę szerokiej współpracy między inteligencją techniczną a warstwą robotniczą.

„*NOT* i stowarzyszenia techniczne nie są organizacjami zawodowymi, lecz organizacjami naukowo-planistycznymi".

Po przemówieniu Prezesa *inż. B. Rumińskiego* referat organizacyjny wygłosił sekretarz generalny *inż. Fr. Ciecióra.* Oto streszczenie jego przemówienia: „Dnia 12 grudnia 1945 odbyło się pierwsze zebranie przedstawicieli prawie wszystkich branż technicznych, na którym postanowiono powołać do życia *NOT,* celem odbudowania ruchu stowarzyszeniowego, oraz koordynacji prac tychże stowarzyszeń na gruncie Nowej Polski. Miniony okres dwuletni poświęcono właśnie tym sprawom, uzyskując wyniki zadowalające. Linia organizacyjna i programowa *NOT* zdobyła sobie licznych zwolenników. Opracowano statut *NOT* oraz statuty ramowe dla stowarzyszeń branżowych. Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Stowarzyszenie Wodociągowe i inne pierwsze stanęły na gruncie organizacji *NOT.* Zorganizowany przez *NOT* Kongres Techników Polskich w Katowicach w grudniu 1946 r. był widomym tego znakiem, że *NOT* reprezentuje prawie cały polski świat techniczny. 15 stowarzyszeń zrzeszonych w *NOT* liczy 15000 członków. Wszystkie stowarzyszenia walczą z trudnościami lokalowymi i finansowymi.

„Spośród ważniejszych dokonanych prac *NOT* wymienić należy: odbudowę Domu Technika przy ul. Czackiego 3/5 kosztem 26 milionów zł., zwołanie Kongresu Techników, prace statutowe i organizacyjne oraz kultywowanie współpracy z zagranicznymi organizacjami technicznymi".

Po referatach wywiązała się ożywiona dyskusja, w której delegaci dali wyraz swemu pozytywnemu ustosunkowaniu się do programu i działalności *NOT,* po czym przeprowadzono dyskusję nad sprawozdaniem finansowym, udzielając absolutorium Zarządowi.

Poza tym na Zjeździe uchwalono rezolucję zawierającą następujące myśli: „Budowa aparatu administracyjnego Państwa i zakładów wytwórczych, podnoszenie Kraju z ruin i zgliszcz w niebywale szybkim tempie jest wykonywane upartą, ofiarną pracą inżynierów i techników wespół z klasą robotniczą i wszystkimi twórczymi siłami Kraju. Coraz większa rola postępu technicznego w życiu politycznym i gospodarczym świata, widoczne już zarysy rewolucji technicznej, nakładają na polskich inżynierów i techników odpowiedzialność za podnoszenie techniki i wydajności pracy, za wzmożenie sił wytwórczych, a przez to pomnożenie bogactwa, siły i kultury naszej Ojczyzny".

Końcowym punktem obrad był wybór nowych władz *NOT.* Prezesem został obrany przez aklamację ponownie *inż. B. Rumiński,* a do prezydium weszli inżynierowie: *I. Brach (SIMP), A. Gajkowicz (SITK), W. Paszkowski (SITB), B. Witwiński (SEP), Fr. Ciecióra (NOT), J. Ambroziak (Przem. Włók.), T. Malkiewicz (Hutn.), B. Roga (Chem.),* rektor *W. Goetel* i *St. Stelmach (Węgl.).*

ZJAZD SZKOLNICTWA PRZEMYSŁOWEGO W BYTOMIU

W dniach 15, 16 i 17 stycznia rb. odbył się w Bytomiu Zjazd Szkolnictwa Przemysłowego, podległego Ministerstwu Przemysłu i Handlu. W Zjeździe brali udział dyrektorzy i wizytatorzy szkół, gimnazjów i liceów, przedstawiciele różnych resortów zainteresowanych szkolnictwem zawodowym oraz zaproszeni goście.

Obradom przewodniczył *dyr. inż. J. Legat.* Referaty ogólne — programowe wygłosili: wiceminister *dr H. Jabłoński, dyr. inż. J. Pomorski* oraz *dr Kormanowa, dr Kaluski* i naczelnik *M. Toporski.* Z referatów tych wynika, że mamy już na terenie Polski 500 szkół przemysłowych, w których kształci się ok. 75.000 młodzieży. Szkoły te są na różnym poziomie, a więc np. szkoły przysposobienia przemysłowego grupują młodzież, nie posiadającą pełnej szkoły powszechnej, szkoły i gimnazja przemysłowe kształcą młodzież, posiadającą ukończoną szkołę powszechną na wysoko wykwalifikowanych rzemieślników, licea — na techników, a różne kursy — doskonalą specjalistów.

Wszystkie szkoły stanowią cząstkę organiczną fabryki, a zatem są ściśle związane z zakładami pracy, tym bardziej, że młodzież przebywa w internatach, a zajęcia praktyczne odbywają się w warsztatach produkcyjnych.

Na Zjeździe omówiono szczegółowo sprawę programów szkolnych dla poszczególnych typów szkół, uzasadniono konieczność powoływania do życia w ramach Min. Przem. i Handlu dalszych ośrodków szkolenia przemysłowego, kształcących pracowników o specjalnych kwalifikacjach. Zwrócono uwagę, że nad stroną wychowawczą młodzieży czuwać będzie Ministerstwo Oświaty. Poza tym omówiono szczegółowo sprawę braku podręczników, pomocy naukowych, personelu nauczycielskiego oraz odpowiedniego wyposażenia warsztatów szkoleniowych.

Zorganizowany z wielkim nakładem pracy Zjazd spełnił swe zadanie! Pozwolił zetknąć się przedstawicielom Szkolnictwa z przedstawicielami odpowiednich Władz — wymienić bezpośrednio spostrzeżenia, omówić obustronne bolączki i wytyczyć kierunki pracy na najbliższą przyszłość.

Przy okazji uczestnicy Zjazdu zetknęli się również z młodzieżą w szkole, przy pracy oraz na scenie, podczas przedstawienia w wieczorze świetlicowym. Zapał do pracy, chęć do nauki, zdolności artystyczne i ukochanie Polski — oto krzepiący wynik obserwacji!

25-LECIE PRACY NAUKOWEJ INŻ. A T. TROSKOLAŃSKIEGO

W grudniu ub. roku Redaktor Naczelny Instytutu Wydawniczego SIMP *inż. - mech. Adam Tadeusz Troskolański* obchodził 25-lecie swej pracy naukowej.

Dnia 14 grudnia 1922 roku bowiem wygłosił w Politechnice Lwowskiej do licznie zebranego audytorium, złożonego z Profesorów i studentów Politechniki, pierwszy swój odczyt naukowy na temat „Najnowszych prądów w hydromechanice".

Inż. A. T. Troskolański ma w swym dorobku naukowym kilkadziesiąt pozycyj bibliograficznych, m. innymi tak poważne prace jak podręcznik politechniczny „Hydromechanika", pierwszą w technicznej literaturze światowej monografię „Wodomierze sprzężone", praktyczny „Podręcznik dla sprawdzających wodomierze" i wiele innych. Oprócz książek ogłosił Jubilat cały szereg artykułów zarówno z dziedziny technicznej, jak i językoznawczej, drukowanych w różnych czasopisamch technicznych.

Nikt może z techników polskich nie docenia tak, jak *inż. Troskolański* znaczenia i roli, jaką w kształceniu kadr zawodowych odgrywa czasopismo fachowe i dobra książka techniczna. Toteż z całą niewyczerpaną energią i zapałem przystąpił On do wznowienia miesięcznika „Mechanik" oraz powołania do życia Instytutu Wydawniczego SIMP.

Do wielkiej liczby życzeń, nadesłanych *inż. A. T. Troskolańskiemu*, z okazji Jego Jubileuszu, dołączamy nasze: dalszej owocnej pracy na polu naukowym i technicznym — dla dobra Polski!

Kolegium Redakcyjne

PIĘKNY DAR KOŁA ABSOLWENTÓW
Kursów Budowy Maszyn i Elektrotechniki Towarzystwa Kursów Technicznych w Warszawie

W myśl uchwały Walnego Zebrania Koła Absolwentów TKT z dnia 7 grudnia ub. roku delegacja w osobach: *Prezesa Mieczysława Baltowskiego, Sekretarza Czesława Żebrowskiego, Skarbnika Jana Bidzińskiego* i *członka Zarządu Mieczysława Patyrowskiego,* przekazała Komitetowi Redakcyjnemu Poradnika technicznego „Mechanik" sumę zł 25.000 na cele wydawnicze.

W wyniku narady Zarządu Instytutu Wydawniczego SIMP z Prezesem TKT *prof. L. Uzarowiczem* postanowiono ufundować 25 stypendiów po 1000 zł dla uczniów Liceum Mechanicznego TKT, którzy wykażą się najlepszymi postępami w nauce, pod warunkiem, iż przyznane stypendia będą użyte na wpłacenie pierwszych rat na poczet prenumeraty I tomu Poradnika technicznego Mechanik.

Dar ten, aczkolwiek skromny w swych rozmiarach wobec wielomilionowych sum, potrzebnych do wydania drukiem pięciotomowego poradnika, ma swą niepowszednią i piękną wymowę. Podtrzymuje on bowiem serdeczną nić pomiędzy dawnym i obecnym pokoleniem słuchaczów TKT, jest wyrazem przywiązania do Szkoły, która przez udzielenie gruntownego wykształcenia zawodowego ułatwiła swym wychowankom przebicie się przez życie i zajęcie odpowiedzialnych stanowisk w polskiej technice, a zarazem wynika z głębokiej świadomości, iż przyszłość gospodarcza naszego kraju leży w oświacie zawodowej i upowszechnieniu kultury technicznej wśród szerokich mas społeczeństwa polskiego.

W okresie, gdy ciężkie położenie materialne zmusza niejednokrotnie młodzież do rezygnacji z prenumeraty czasopisma „Mechanik", które jest dla niej wielką pomocą w nauce i zastępuje brak podręczników szkolnych, piękny gest absolwentów Kursów Budowy Maszyn i Elektrotechniki TKT stanowi przykład godny naśladowania!

A. T. T.

KOMUNIKAT BRYTYJSKIEGO KOMITETU ORGANIZACYJNEGO VII KONGRESU MIĘDZYNARODOWEGO MECHANIKI STOSOWANEJ

W dniach od 11 do 15 września b. r. odbędą się w „Imperial College of Science and Technology", w Londynie VII Międzynarodowy Kongres Mechaniki Stosowanej.

Materiał naukowy Kongresu obejmuje referaty z prac osób uczestniczących z dziedzin następujących: 1) Sprężystość i Plastyczność, 2) Aerodynamika, Hydrodynamika i Meteorologia, 3) Termodynamika, Przenoszenie ciepła itp., 4) Drgania, Smarowanie i Metody doświadczalne.

Przewiduje się także nie więcej jak 10 wykładów ujmujących ogólnie stan obecny wiedzy w dziedzinach powyższych.

Po Kongresie będą uczestnicy mieli sposobność zwiedzenia instytutów techniczno-naukowych jak: „The National Physical Laboratory", „The Royal Aircraft Establishment" i The „General Electric Research Laboratories".

Osoby pragnące uczestniczyć w Kongresie otrzymają formularze zgłoszenia z informacjami potrzebnymi od Sekretariatu organizacyjnego. Pisać należy pod adresem:

„The Organizing Secretary of VII International Congress of Applied Mechanics, Imperial College of Science and Technology, Londyn S. W. 7.

KOMISJA OŚWIATOWA SIMP

Dwustopniowość, czy dwutorowość w szkoleniu inżynierów

Gospodarka planowa w przemyśle, poza szeregiem różnych ważnych czynników, nie dałaby się zrealizować, gdyby nie objęła również przygotowania *fachowej kierowniczej siły ludzkiej.* Nie wykonamy żadnego planu na dalszą metę, jeżeli nie dostarczymy do przemysłu we właściwym czasie dostatecznej ilości dobrze przygotowanych inżynierów. Ta nowa wielotysięczna rzesza robotników, o którą planujemy wzbogacić nasz przemysł, musi być prowadzona przez odpowiednią ilość pracowników technicznych z wyższym wykształceniem, dobrze przygotowanych do swego odpowiedzialnego zadania.

Chcąc wyrównać opóźnienie nasze w dziedzinie rozwoju przemysłu, chcąc przebudować całą naszą gospodarkę narodową — musimy, przy jak najoszczędniejszym zużyciu sił i środków społecznych przygotować we właściwych terminach dostateczną ilość sił inżynierskich dwóch rodzajów:

a) inżynierów, przygotowanych do kierowania pracą wykonawczą, na poziomie najnowszych osiągnięć w danej dziedzinie,
b) inżynierów przygotowanych do pracy twórczej w dziedzinie prac konstrukcyjnych, laboratoryjnych i ściśle naukowych.

Mając na względzie obecny wybitny brak tego rodzaju pracowników w naszym przemyśle, oraz konieczność wzrostu produkcji, zgodnie z naszymi planami gospodarczymi, Zarząd Główny SIMP, powodowany głęboką troską o powodzenie naszych poczynań gospodarczych, zainicjował dyskusję na ten temat na zebraniach ogólnych swych członków.

Pierwsze zebranie na ten temat odbyło się dnia 16 stycznia rb. w Domu Technika, przy ul. Czackiego 3/5, pod przewodnictwem Przewodniczącego Komisji Oświatowej SIMP — *kol. Stefana Żukowskiego.*

Ożywiona dyskusja na tle referatu Prezesa SIMP — *kol. prof. L. Uzarowicza,* w której zabierali głos: Delegat Min. Oświaty *kol. inż. Żółkowski,* oraz koledzy *Cz. Bieniek, W. Gokieli, L. Dulęba, E. Habich, A. Minchejmer, J. Pindera, A. Szklarzewicz* — przeciągnęła się do późnych godzin wieczorowych i potwierdziła w całej rozciągłości wagę zagadnienia.

Prawie wszyscy z mówców wypowiedzieli się za koniecznością reformy naszego szkolnictwa wyższego, w tym kierunku, aby szkolenie inżynierów odbywało się na drodze szkolenia dwustopniowego.

Pierwszym stopniem szkolenia byłby zakres wiedzy teoretycznej i praktycznej, po przyswojeniu którego otrzymywalibyśmy inżynierów o przygotowaniu, odpowiadającym istniejącym obecnie szkołom inżynierskim.

Drugi stopień nauczania, rozpoczynający się po ukończeniu pierwszego, obejmowałby pogłębienie podstawowych nauk teoretycznych oraz pogłębienie studiów w obranej specajlności, pod kierunkiem wybitnych profesorów oraz w dobrze wyposażonych laboratoriach.

Zebranie dyskusyjne zakończono uchwaleniem rezolucji następującej treści:

1) Zebrani stwierdzają, że zagadnienie dwustopniowości w szkoleniu inżynierów tak z punktu widzenia oszczędnego gospodarowania energią społeczną, jako też przyśpieszenia technizacji i uprzemysłowienia Kraju posiada pierwszorzędne znaczenie.
2) W związku z tym władze SIMP wzywają swych członków do bardziej szczegółowego opracowania tego problemu, celem przekazania go do NOT dla przedyskutowania w skali ogólnokrajowej.

Dalsze omówienie tej sprawy odłożono do następnego zebrania, które odbyło się dnia 6 lutego rb. przy udziale delegatów kół prowincjonalnych SIMP.

W dyskusji, pod przewodnictwem kol. *St. Żukowskiego,* zabierali głos: *kol. Rektor Krauze* (Oddz. Krakowski), kol. dyr. Departamentu Technicznego *Augustyn Holzer,* kol. *Gabryelewicz* (Oddz. Poznański), kol. *prof. L. Uzarowicz,* kol. dyr. *W. Gokieli,* kol. *Zbichorski,* kol. prof. *C. Bieniek,* kol. *Graniowski, inż. T. Zalewski.*

Dyskusja, pogłębiając samo zagadnienie, zasadniczo potwierdziła poglądy zebrania poprzedniego i doprowadziła, na wniosek kol. *W. Gokielego,* do powzięcia — większością głosów — następujące uchwały:

Członkowie SIMP, zebrani w dniu 6 lutego 1948 r., stwierdzają że obecnie istnieje nagląca konieczność powiększenia kadr inżynierskich, niezbędnych dla całej gospodarki narodowej, celem jej należytego prowadzenia i dalszego rozwoju.

Istnieje również konieczność uzgadniania planów Ministerstwa Oświaty z innymi Ministerstwami Resortowymi w zakresie wyższego szkolnictwa.

Środkami prowadzącymi do tego celu, są:

1) wprowadzenie dwustopniowego nauczania w dziedzinie techniki w szkołach inżynierskich, jako najbardziej racjonalnego, z tym, że ukończenie studiów pierwszego stopnia i uzyskanie stopnia inżyniera uprawniać będzie do kontynuowania studiów na drugim stopniu nauczania,
2) zrównanie wszystkich wyższych szkół technicznych w zakresie programu pierwszego stopnia nauczania i wprowadzenie w nich odpowiedniego systemu nauczania i dyscypliny pracy,
3) dążenie na pierwszym stopniu nauczania do skrócenia okresu studiów do 3 lat i umożliwienie przy tym studiującym dostatecznych stypendiów, a to ze względu na wybitny brak inżynierów w przemyśle,
4) drugi stopień nauczania, uprawniający do nadawania stopni magisterskich i doktorskich, powinien być zorganizowany na tych wyższych szkołach technicznych, które posiadają odpowiednio obsadzone i wyposażone katedry.

Na koniec zebrani uchwalili, by rezolucja niniejsza została przekazana do Naczelnej Organizacji Technicznej, oraz przez nią — do Ministerstwa Przemysłu i Handlu, Ministerstwa Oświaty, oraz do Głównej Rady Szkolnictwa Wyższego.

APEL DO CZŁONKÓW SIMP
w sprawie odbudowy Domu Technika

W trzecim roku odbudowy polski świat techniczny może poszczycić się poważnym sukcesem, jakim było otwarcie w dniu 12 grudnia 1947 r.

DOMU TECHNIKA
w Warszawie, przy ul. Czackiego 3/5

Dom ten, częściowo odbudowany z funduszów społecznych, wysiłkiem Naczelnej Organizacji Technicznej, wymaga jeszcze dużych wkładów, aby mógł całkowicie zaspokoić potrzeby organizacyjne wszystkich stowarzyszeń technicznych.

Biorąc pod uwagę wpływ, jaki życie tych stowarzyszeń wywiera na rozwój gospodarczy i przemysłowy kraju, powinniśmy skupić nasze wysiłki celem jak najszybszego wykończenia Domu Technika i w ten sposób dołożyć naszą cegiełkę do odbudowy zniszczonej przez okupanta stolicy.

Tą myś'ą ożywieni delegaci na Walny Zjazd NOT, na wniosek Prezesa NOT V-Ministra Bolesława Rumińskiego, uchwalili opodatkować jednorazowo sumą 500 złotych członków wszystkich stowarzyszeń technicznych.

Solidaryzując się z tą uchwałą Zarząd Główny SIMP wzywa wszystkich swych członków do czynnego poparcia akcji budowy Domu Technika przez wpłatę jednorazowej składki w wysokości 500 złotych.

Ze względu na to, że jednorazowe i szybkie wpłacenie ustalonej sumy mogłoby niektórym kolegom sprawić poważne trudności, a chcąc jednocześnie jak najwydatniej poprzeć sprawę budowy Domu Technika, Prezydium Zarządu Głownego SIMP na posiedzeniu w dniu 15 grudnia 1947 r. postanowiło wpłacić na ten cel na poczet wpływów od członków sumę 350.000 zł. W ten sposób uzyskują Koledzy możność uregulowania sumy 500 zł. w ratach lub też w dogodnym dla siebie terminie.

Mając nadzieję, że wszyscy Koledzy jak najszybciej spełnią ten zaszczytny obowiązek, prosimy o dokonywanie wpłat na nasze konto w PKO 1-4225 z wyraźnym zaznaczeniem tytułu dokonanej wpłaty.

ZARZĄD GŁÓWNY SIMP

DO OGÓŁU MECHANIKÓW POLSKICH!

Zgodnie z uchwałą Głównej Komisji Wydawniczej NOT z dnia 7 maja ub. roku, Naczelna Organizacja Techniczna wezwała wszystkie zorganizowane w jej ramach stowarzyszenia techniczne do opracowania planu wydawniczego.

W związku z powyższym zwracamy się z gorącym apelem do wszystkich osób, pracujących lub zamierzających pracować na polu piśmiennictwa technicznego, o nadesłanie wykazu prac opracowanych, znajdujących się w opracowaniu oraz prac zamierzonych.

W nadesłanym wykazie należy podać:

1) tytuł dzieła
2) imię i nazwisko autora (w wypadku pracy zbiorowej imiona i nazwiska autorów)
3) stan opracowania (gotowe do druku, w przygotowaniu, w projekcie)
4) charakter wydawnictwa, (dzieło podstawowe, praca badawcza, książka do nauki, książka warsztatowa, poradnik techniczny, encyklopedia, praca z zakresu słownictwa technicznego, poradnik bibliograficzny)
5) zakres treści (w postaci dyspozycji rozdziałów)
6) poziom dzieła (podstawowy, średni, inżynierski, doktorski)
7) przeznaczenie wydawnictwa (dla jakich gałęzi przemysłowych).

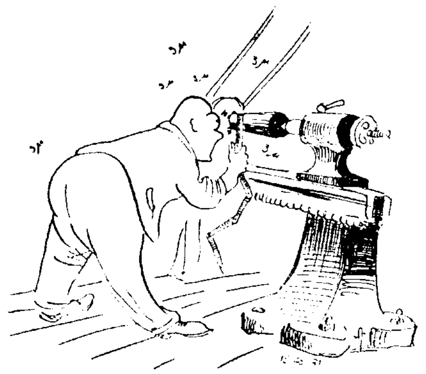
Ankietę powyższą należy opracować na arkuszach formatu A4, dla każdego dzieła oddzielnie i nadesłać do Instytutu Wydawniczego SIMP, (Warszawa, ul. Mickiewicza 18) w terminie do dnia 31 marca br.

Wypełnienie ankiety ułatwiają „Wskazówki dla autorów współpracujących z Instytutem Wydawniczym SIMP", które są do nabycia w Instytucie w cenie 100 złotych (konto w PKO 1-4655).

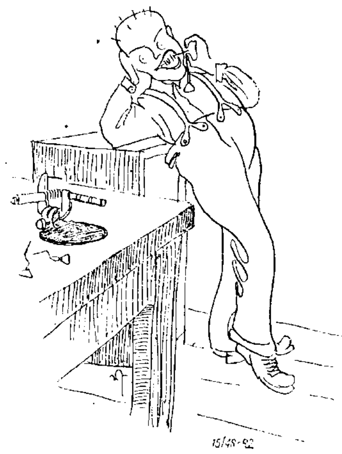
INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP

WESOŁY MECHANIK

Humor metrologiczny

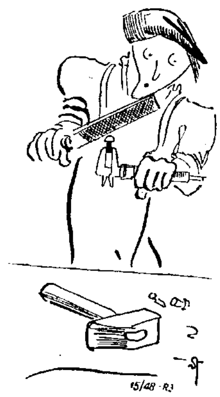


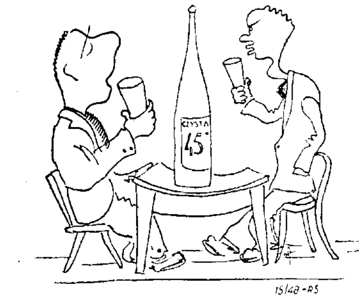
Oto jak prostymi środkami można osiągnąć wysoką dokładność pomiaru!



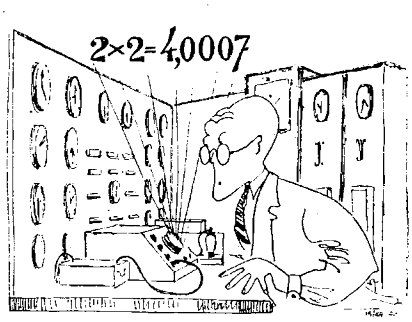
Uniwersalna metoda drucikowa sprawdzania gwintów i... zębów.

Zresztą uniwersalne narzędzia miernicze są rozpowszechnione również i w innych dziedzinach.

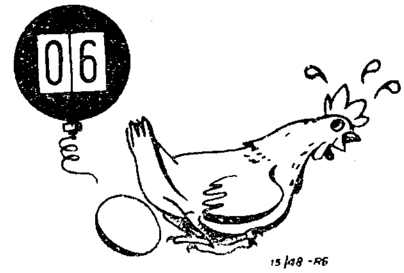




Ostatnia w tygodniu czynność pomiarowa warsztatowców: sprawdzanie mocy spirytusu.



„Mózg elektryczny" zapewnia niespotykaną dotychczas dokładność obliczeń.



Rysunek świadczy o tym, jak dalece jesteśmy zacofani w stosunku do Ameryki, gdzie nawet kury są biegłe w metrologii. Licznik wskazuje liczbę jaj, zniesionych przez kurę.

Nie wszystkie braki należy usuwać

W jednej z garnizonowych łaźni nastąpił wybuch kotła parowego, powodując nieszczęśliwe wypadki u obsługi.

Szefostwo Intendentury, celem zapobieżenia podobnym wypadkom w innych garnizonach nakazało komisyjną kontrolę wszystkich urządzeń kotłowych. Pierwszy raport z kontroli przyszedł z garnizonu M. następującej treści: „Kotłownie tutejszych łaźni i pralni przedstawiają się zadawalająco. We wszystkich wypadkach stwierdzono brak kamienia kotłowego".

Po paru dniach dowódca garnizonu M. otrzymał z Szefostwa Intendentury następujące pismo: „Natychmiast przysłać dane techniczne, potrzebne do zakupienia kamieni kotłowych. Winnych dopuszczenia braków pociągnąć do odpowiedzialności". *Z. P.*

TREŚĆ 1–3 ZESZYTU:

CONTENTS for Nos 1 – 3

TABLE DES MATIERES de Nos 1 – 3

SODIERŻANJE Nr 1 — 3

SPROSTOWANIE

W ogłoszeniu na str. 20 zamiast „za kwartał I" — powinno być „za kwartał II".

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — WARSZAWA

Kolegium redakcyjne: inż.-mech. Ignacy BRACH, inż.-mech. Heliodor CHMIELEWSKI, inż.-mech. Władysław GWIAZDOWSKI inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Kazimierz OCHĘDUSZKO

Redaktor naczelny: inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI

Redaktor zeszytu metrologicznego: inż.-mech. Jan OBALSKI

Redaktor DZIAŁU ODLEWNICZEGO: prof. inż. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI

Redaktor DZIAŁU SAMOCHODOWEGO: inż.-mech. Adam MINCHEJMER

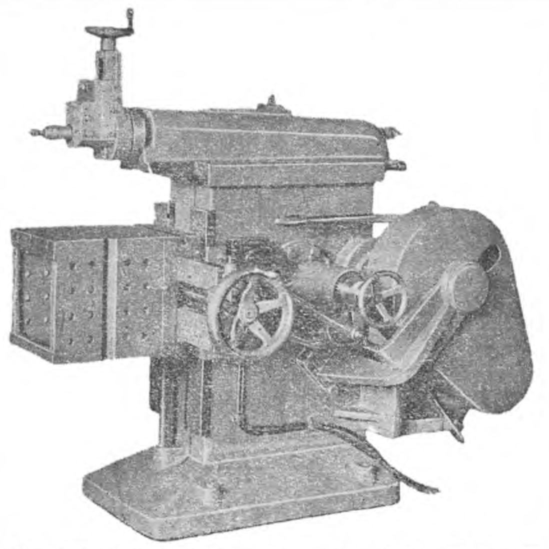
Adres Redakcji: Warszawa-Żoliborz, ul. Dygasińskiego 34.

Adres Administracji: Warszawa-Żoliborz, ul. Mickiewicza 18. Tel. 8-29-85. Administracja czynna codziennie od 9 do 15.

Redaktor przyjmuje w poniedziałki i środy w godzinach od 13 do 16 w siedzibie Redakcji przy ul. Dygasińskiego 34

Przedpłata kwartalna 250,— zł. PKO Nr konta I-624 Cena zeszytu potrójnego 400.— zł.

Drukarnia Nr. 2, Spółdz. Wydawniczej „Czytelnik" Warszawa, Marszałkowska 3/5. *B-46950*



PORADNIK TECHNICZNY „MECHANIK"

TOM I

W NOWYM OPRACOWANIU POD REDAKCJĄ NACZELNĄ
INŻ. – MECH. A. T. TROSKOLAŃSKIEGO

W opracowaniu dzieła biorą udział: dr inż. J. Bonder, prof inż M. Broszko, inż. Z. Czerski, mgr Z Gajewski, E. Hauptman, prof dr inż. M. T Huber, inż G. Krakowiak, inż. mech. J. Obalski, inż.-mech. K. Ochęduszko, inż. K. Osiński, inż. Wł Pietraszewicz, dr inż. Z Rauszer, inż.-mech. A. Richter, dr inż. J. Roliński, mgr phil. T. Skoliński, inż. T. Smoleński, prof. dr inż B. Stefanowski, inż.-mech. H. Szymański, inż. St. Wolff, prof. K. Zieliński i inż.-mech. S. Żukowski.

SPIS TREŚCI

I. Matematyka i tablice matematyczne. II. Fizyka i tablice fizyczne. III. Mechanika. IV. Termika techniczna. V. Metrologia techniczna. VI. Normalizacja.

INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP

zawiadamia, iż ze względu na znaczny wzrost kosztów wydawniczych prenumerata Poradnika Technicznego „MECHANIK", począwszy od zeszytu 3, ulegnie zwyżce do 300 złotych w prenumeracie normalnej i do 250 złotych w prenumeracie ulgowej. Cena zeszytu pojedynczego o objętości od 80 do 96 stron wynosi 400 złotych.

Dotychczas wpłacone raty będą zaliczone za taką ilość zeszytów, ile rat miesięcznych wpłacono.

Natomiast przy nowych zgłoszeniach obowiązują ceny podwyższone.

Prenumerata ulgowa przysługuje członkom SIMP oraz uczniom szkół zawodowych i studentom wyższych zakładów naukowych przy zgłoszeniach co najmniej 10 egzemplarzy, za pośrednictwem koleżeńskich kół samopomocowych lub dyrekcyj szkół.

Zgodnie z ogólnymi warunkami nabywania książek, Poradnik Techniczny „MECHANIK" przechodzi na własność prenumeratorów dopiero po opłaceniu całkowitej należności za książkę.

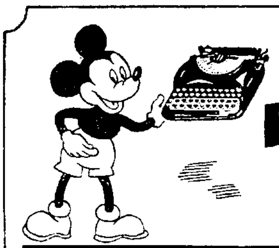
Należności z tytułu prenumeraty należy wpłacać na konto Instytutu Wydawniczego SIMP, **PKO I-4655**, podając na odcinku przeznaczonym dla odbiorcy, w sposób czytelny: imię i nazwisko (lub nazwę instytucji), adres i tytuł wpłaty (nazwę książki i ilość zamówionych egzemplarzy).

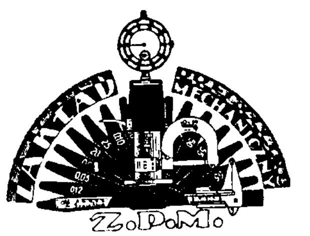
Zgłaszający prenumeratę wpłacają pierwszą ratę w wysokości odpowiadającej ilości miesięcy, poczynając od sierpnia 1947 r.

Zgłoszenia prenumeraty będą przyjmowane w terminie do dnia 30 kwietnia b. r. Po tym terminie będą przyjmowane zamówienia i wpłaty na poczet całkowitej należności za książkę po cenie sprzedażnej i pod warunkiem zgłoszenia deklaracji o nabyciu całej książki.

Dotychczas ukazały się 3 zeszyty o objętości po 96 stron. Dalsze zeszyty będą się ukazywały w odstępach miesięcznych.

Poradnik Techniczny „MECHANIK" stanowi od dawna oczekiwane dzieło źródłowe, niezbędne zarówno w studiach, jak i w pracy zawodowej!





ZAKŁAD
MECHANICZNY
Z.o.P.o.M.o